

Cobem - 95

VOL. 4

Area 2nd
New Res

①

CAD

ASISTENTE CAD/CAE PARA EL DISEÑO DE MOLDES Y PROTOTIPOS DE INYECCIÓN DE TERMOPLÁSTICOS

Cuello, Fernández y Sanches, A.S.
 Area de Ingeniería Mecánica - Depto. Ingeniería Mecánica - Univ. Zaragoza
 C/ María de Luna, 3 - 50015 Zaragoza - España

RESUMEN

This lecture describes a group of software packages that have been developed in the TIIP. (Aea of Mechanical Engineering at the C.P.S.U.Zaragoza) This software has some objectives as make as fast as possible the work about design an injection mold for thermoplastics at the technical office.. For this reason, some interactive tools are used as AutoCAD environment for drawing procedures and Visual Basic programming language and Windows environment for CAE tools. The basic support of the package is a software that allows to draw injection molds with standard dimensions. Technical basis are added to the software by some calculation modulus. The modulus are: 2D reological analysis to determine clamp force required for the process. Analysis of the cooling system to establish the productive cycle. Estimation of the release forces.

INTRODUCTION

En la siguiente ponencia se describe un proyecto de desarrollo de Software que se ha realizado en el TIIP. Dpto. Ing. Mecánica, Univ. de Zaragoza.

El Software obtenido viene a ser un conjunto de herramientas de gestión, dibujo y cálculo que están destinadas a ser implantadas en las empresas relacionadas con el sector de transformación de termoplásticos.

Debe entenderse que el objetivo final de estos programas es obtener una idea previa del dimensionado y dibujo del molde en base a elementos normalizados, del tonelaje de la máquina inyectora, de las condiciones óptimas de transformación y del dimensionado de las placas del molde y elementos de extracción.

En la actualidad existen programas de cálculo que aplican M.E.F., pero son caros y complejos. Un objetivo es acercar al diseñador la posibilidad de calcular según aproximaciones 2D, mediante ecuaciones analíticas o diferencias finitas y, mediante criterios de diseño, extrapolar al dominio tridimensional las tomas de decisión.

EL MÉTODO

Un molde diseñado surge de la INTEGRACION de una serie de actividades en las cuales priman los objetivos acerca de la Productividad, Estética de la pieza y Calidad Mecánico-Dimensional [1]. La consecución de estos tres objetivos pasa por encrucijadas en las que se confrontan conceptos antagónicos, véase el ejemplo de pieza de menaje de bajo espesor con altísima productividad dado su bajo ciclo de producción, correcto comportamiento mecánico, pero que no es "estructuralmente estética" y no se vende por aparentar debilidad.

El diseño de todo molde viene acompañado de una serie de actividades que pueden optimizarse mediante el empleo de herramientas CAD/CAE.

El trabajo aquí expuesto integra una serie de herramientas que, según el diagrama de flujo adjunto permite, en un breve espacio de tiempo, obtener una serie de datos que, con criterio, ayudan al correcto presupuesto de un molde.

Así, es objetivo de este sistema acercar al diseñador herramientas ergonómicas y asequibles al uso, que no necesiten de una interpretación de resultados más allá del propio dato numérico y criterio de diseño aplicado.

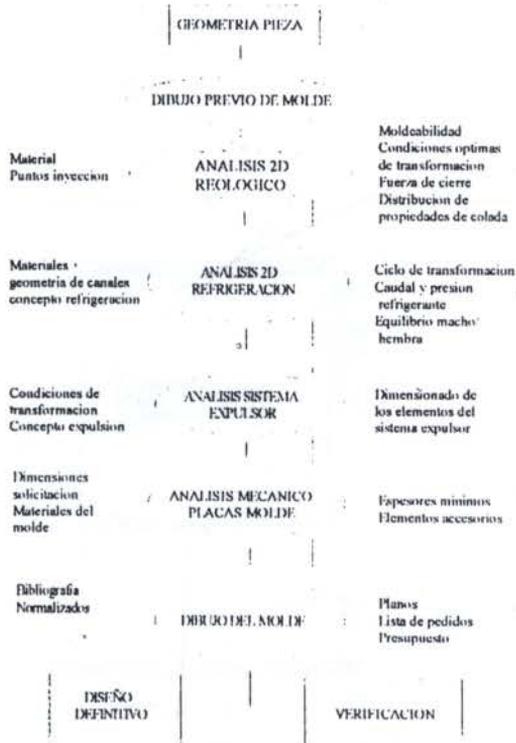
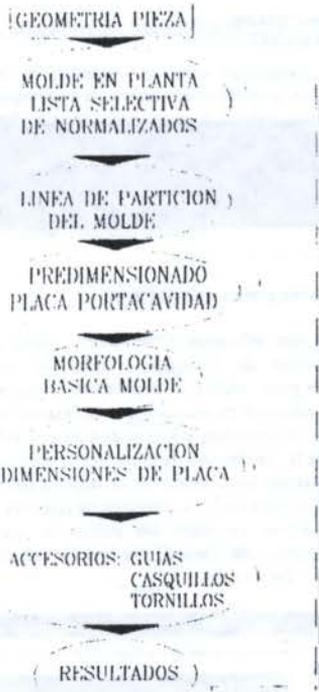


Gráfico I. Proceso de diseño

SISTEMA DE DIBUJO DE MOLDES EN BASE A NORMALIZADOS

El dibujo de un molde implica habitualmente la repetitiva tarea de gestión y dibujo de elementos suministrados, en muchas ocasiones, como normalizados catalogados. Su optimización supone un trabajo metódico, como exponen Gastrow [2], Menges [3], y Castany [4]. Sin embargo, la implementación de este método no se lleva a cabo hasta la aparición de este software y del de gestión de normalizados Hasco. Léase el flujo de tareas adjunto.



Gráfica 2. Proceso de dibujo

Este primer programa viene a ser la espina dorsal de todo el sistema. Ha sido desarrollado en AutoLISP y DCL, y su soporte es el entorno gráfico de AutoCAD r12.

Permite, a partir del dibujo de la pieza en alzado y planta, seleccionar los normalizados que conformen el conjunto de placas, estructurales y expulsoras, del molde. A partir de estas dimensiones básicas se sugieren, y se pueden modificar, los normalizados correspondientes a guías, casquillos y tornillería más adecuados para cada diseño de molde. El sistema de dibujo se realimenta en todo momento, por lo que se pueden hacer cuantas variaciones se deseen.

El producto final es el dibujo del molde en alámbrico y en sección 2D, en sólidos 3D, así como un fichero de texto con toda la información referente a los normalizados seleccionados, así como hoja de pedido y presupuesto.

El programa se nutre de una base de datos de normalizados, implementada en lenguaje C/ADS que se ejecuta desde el propio entorno gráfico. La base de datos se puede modificar y aumentar con los nuevos elementos que se desee.



Figura 2. Menus interactivos programables.

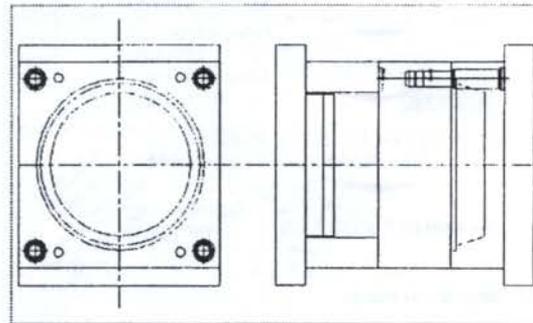
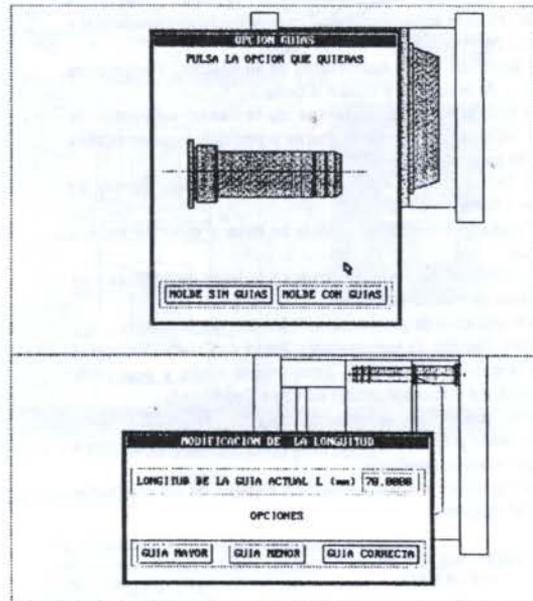


Figura 3. Modelo de alambres.

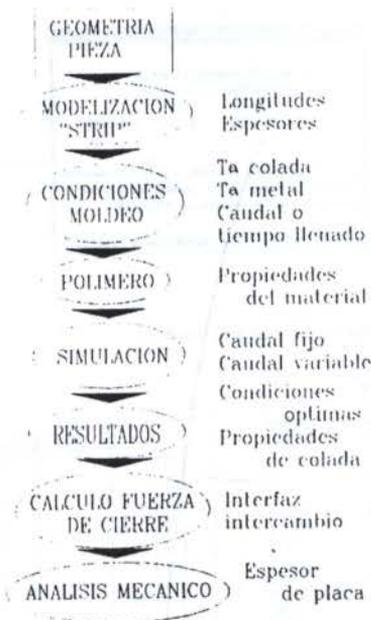


Figuras 4 y 5. Secuencia de inserción de una guía normalizada.

ANÁLISIS REOLÓGICO MEDIANTE LA TÉCNICA "STRIP"

Un nuevo programa, desarrollado en un entorno gráfico como es Visual Basic sobre Windows, permite analizar el flujo de termoplástico inyectado sobre una banda de anchura constante. Se le ha implementado la solución en diferencias finitas [5], y se ha modificado para poder calcular bandas de espesor variable.

Un diagrama de flujo de este programa es el que se expone a continuación



Gráfica 3. Secuencia de trabajo.

La forma de cálculo del programa consiste en:

i) Selección del termoplástico a inyectar, y modelado de su viscosidad según diferentes formulaciones existentes; modelo en potencias, modelo exponencial de Cross, y modelos exponencial y polinomial de Moldflow.

ii) Selección de las condiciones de simulación; Temperatura del molde y de la colada, y caudal o tiempo.

iii) Definición de la geometría de la banda; segmentos de longitud definida, espesores, anchuras y posición angular relativa al plano de partición del molde.

iv) Definición del tipo de análisis; Un único tiempo de inyección o barrido de tiempos.

El mallado y posterior análisis se lleva a cabo de manera automática.

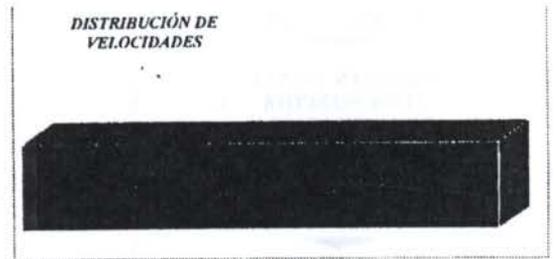
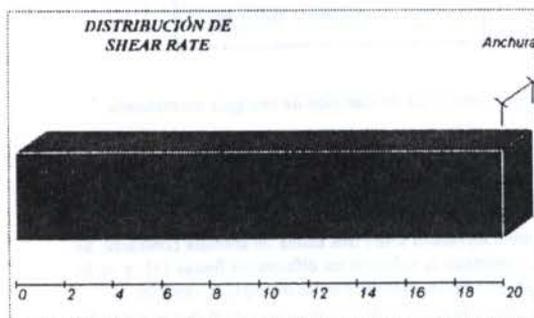
El análisis proporciona resultados a lo largo de la banda y en cada instante de tiempo acerca de:

i) Distribución de presiones en la banda y en la puntera.

ii) Distribución de temperaturas, Ratio de Cizalla, Velocidad lineal de la colada, Viscosidad, Temperatura media y ponderada en velocidad, así como porcentaje de Capa Solidificada.

Estos resultados se pueden estudiar tanto de forma numérica, como gráfica, así como en forma de mapas de colores a lo largo del modelo estudiado.

Las siguientes imágenes muestran algunos de los resultados gráficos del programa.



Figuras 6 y 7. Salida gráfica del programa.

Con toda esta información, el usuario puede estimar las condiciones óptimas de inyección, diseñar el espesor más adecuado para la pieza, estimar si el polímero se degrada o no, y establecer qué requisitos de máquina son necesarios en cuanto a Presión y Caudal de inyección, y Fuerza de Cierre se refiere.

A partir de la distribución de presiones y, sobre un "tablero de dibujo", se plasman las dimensiones de la placa del molde y de la proyección de la pieza según la dirección de apertura y cierre de la prensa. Por último se sitúan los puntos de inyección y el programa confecciona una mapa de presiones y calcula la fuerza de cierre para esta distribución.

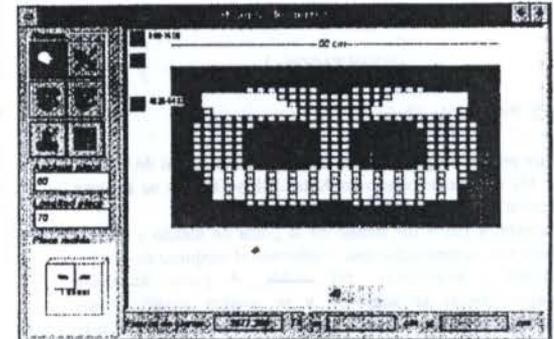


Figura 8. Estimación de la fuerza de cierre.

Por último, el cálculo por diferencias finitas expuesto en [6] permite la aproximación al cálculo de deformaciones en la placa portanúcleos y así la decisión del empleo o no de placa de apoyo y/o pilares, así como el dimensionado del espesor de esta.

Lo más innovador de una herramienta de este tipo es que permite la introducción de los datos desde una entorno gráfico e interactivo, lo cual facilita el acercamiento de la herramienta al usuario menos cualificado.

La entrada de datos interactiva se observa en la siguiente imagen, en la cual se observa como se van introduciendo datos como espesor, longitud y anchura de cada uno de los tramos que componen la geometría.

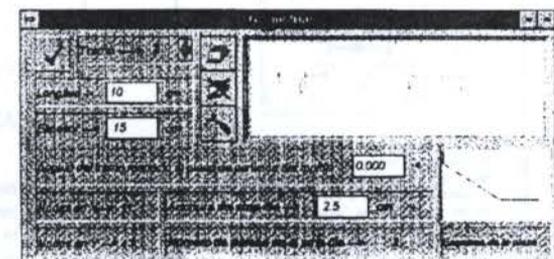


Figura 9. Entrada de datos interactiva.

ANÁLISIS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

Al inyectar el polímero, en ciclo automático, este se encuentra a una temperatura de molde que es decisiva, no sólo para el ciclo de transformación, sino para la calidad superficial y dimensional del producto inyectado.

Estudiar la evolución de la temperatura de molde es posible con la bibliografía adjunta y en base a expresiones analíticas. Una aproximación teórica se presenta en [7], incluyendo un método, el cual se ve en el siguiente diagrama de flujo.

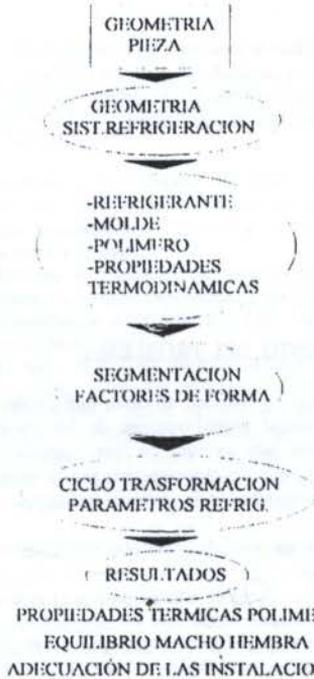


Grafico 4. Diagrama de flujo del programa.

Esta Herramienta se ha desarrollado también en Visual Basic. Parte de una geometría básica de la pieza predeterminada, para la cual se plantean diferentes prediseños del sistema de refrigeración.

Se han de indicar los siguientes datos:

- i) Polímero inyectado, Material de molde y Refrigerante empleados.
- ii) Dimensiones generales del molde, y pieza.
- iii) Dimensiones del sistema de refrigeración, y conexiones y cantidad de canales, baffles, bubblers, espirales y hélices que se contienen, así como número de entradas y salidas. Todo ello diferenciándose lo que es refrigeración de lados inyección y expulsión, así como fondo y lateral en cada lado.
- iv) Condiciones de proceso como temperatura y caudal de refrigerante en cada subcircuito, tiempos de inyección, compactación y refrigeración, apertura y cierre del molde, temperaturas de inyección de colada y temperatura de molde deseada.

Una vez realizados los cálculos se obtiene información acerca de que temperatura real media se ha simulado en el molde y en que condiciones térmicas se extraerá la pieza. Si existe un equilibrio de refrigeración entre lados inyección y expulsión del molde se dará como bueno el sistema refrigerador.

Además se obtienen datos de salto térmico y caída de presión en cada subcircuito refrigerador, con lo que se puede dar validez definitiva al sistema diseñado si se aplican los criterios más adecuados.

polímero, el refrigerante y el material estructural del molde, hasta qué filosofía se ha de emplear para refrigerar núcleo y cavidad, así como que geometría se va a definir para el cálculo de estos sistemas de refrigeración.

Figura 9. Entrada de datos general.

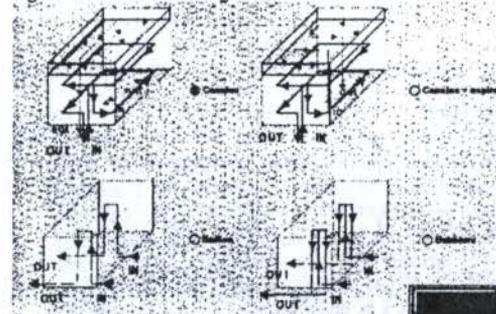


Figura 10. Concepto de refrigeración. Lado expulsión.

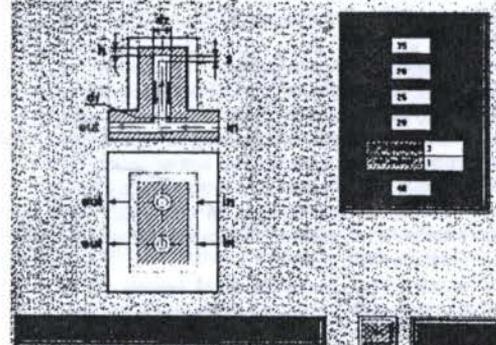


Figura 11. Detalle de la modelización geométrica.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Fuentelsaz, J. Metodología para el diseño de componentes industriales de plástico. Tesis Doctoral. Univ. Zaragoza, 1993.
- [2] Gastrow. Injection molds, 102 proven designs. Hanser Publishers. Munich, 1983.
- [3] Menges. How to make injection molds. 2nd edition. Editorial Hanser. Munich, 1993.
- [4] Castany, J. Fernández, A. Javierre, C. Congreso internacional INGEGRAF'95. Toledo, 1994.
- [5] Isayev, A. CAE for injection of thermoplastics. Ed. Dekker. New York, 1987.
- [6] Uğural, A.L. Stresses in plates and shells. Ed. McGraw-Hill. New York, 1984.
- [7] Castany, J. Fernández, A. Javierre, C. XI Congreso Nacional I.M. Valencia, 1994.

SISTEMA DE CAD PARA OPTIMIZACION DE REDUCTORAS EN DOS ETAPAS

J.I. Pedrero

Departamento de Mecánica, U.N.E.D, España

J. Solano, A. Fuentes, C. García-Masiá

Departamento de Ingeniería Mecánica y Energética, Universidad de Murcia, España

RESUMEN

Se presenta un estudio de optimización de reductoras en dos etapas, realizado mediante un programa de CAD que proporciona la representación gráfica de la variación de las seguridades a rotura en la base y a presión superficial en ambas etapas. Ello ha permitido estudiar la influencia de algunos de los parámetros iniciales, especialmente el reparto de la relación de transmisión en cada etapa.

INTRODUCCION

El diseño de engranajes reviste en la práctica una singular complejidad, debido al alto grado de desarrollo de la normativa internacional vigente (AGMA, 1988; DIN, 1970), que toma en consideración la influencia de un elevado número de parámetros y de factores de corrección, y al complicado grado de interrelación que dichos parámetros presentan entre sí. Ello abre un amplio campo a la optimización, que ha cristalizado en la publicación de numerosos trabajos (Savage et al., 1982; Carrol and Johnson, 1984; Pedrero and Artés, 1994; García-Masiá, 1994).

Más complejo aún resulta, obviamente, el diseño óptimo de reductoras en dos etapas, donde el número de parámetros iniciales se duplica, y la complejidad de las relaciones se hace enorme. Afortunadamente, las conclusiones generales de los estudios de optimización citados más arriba, son de aplicación a cada una de las etapas de las reductoras, pero hay muy poco avanzado en el estudio de la reductora en conjunto, y en especial en lo referente a los parámetros que afectan no ya a cada etapa por separado, sino a las dos.

Un caso de particular relevancia es el reparto de la relación total de transmisión de la reductora entre sus dos etapas. Niemann (1973) propone un método basado en la obtención de un volumen mínimo para las ruedas, pero nada hay publicado acerca de la influencia de dicho reparto en otros parámetros de diseño, como seguridades, duraciones, fiabilidades o rendimientos.

En este trabajo se presenta un estudio de la influencia de los parámetros iniciales en el diseño de reductoras en dos etapas. Este estudio se ha llevado a cabo con la ayuda de un programa de computador, que se ha desarrollado para tal fin. A partir de unos datos iniciales que introduce el diseñador, el programa realiza los cálculos geométricos y dinámicos, y presenta una serie de gráficas que muestran cómo varían las seguridades tanto a rotura en la base del diente como a presión superficial, en ambas etapas, cuando se modifican los desplazamientos en el tallado y el reparto de la relación de transmisión. Las conclusiones de este estudio revelan que es posible encontrar un reparto óptimo de la relación de transmisión total, desde el punto de vista de las seguridades y, por tanto, de las duraciones.

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

Dada la enorme cantidad de casos que pueden presentarse, con las distintas combinaciones de los parámetros que intervienen, para este estudio se han introducido algunas simplificaciones, que no obstante recogen la mayor parte de las reductoras utilizadas en la práctica industrial:

- Los ejes de entrada y salida de la reductora serán colineales.
- Las cuatro ruedas se fabricarán con el mismo material.
- El tallado se realizará con un desplazamiento tal que, en ambas etapas, las velocidades específicas de deslizamiento máximas en rueda y piñón estén equilibradas.
- La distancia entre ejes de funcionamiento coincidirá con la nominal con dentaduras desplazadas.

Con estas restricciones, los datos de entrada al programa son los parámetros de tallado (adendo, dedendo, radio de acuerdo en la cabeza de la herramienta y ángulo de presión), el ancho de cara de las ruedas F (o la relación ancho de cara/diámetro primitivo del piñón F/d_1), el material, la calidad de fabricación, la relación de transmisión total u , la potencia a transmitir, la velocidad angular de entrada, la temperatura de trabajo, la fiabilidad, el tipo de sobrecargas, la rigidez del montaje y una distancia entre centros orientativa.

A partir de estos datos, el sistema realiza el diseño geométrico de la transmisión, partiendo de un reparto de la relación de transmisión entre ambas etapas u_1 y u_2 , que el mismo programa hace variar entre $u_1/u_2=0.04$ y $u_1/u_2=25$, pero de forma que, naturalmente, siempre se cumpla $u_1 u_2 = u$. En algunos casos, determinadas relaciones u_1/u_2 dan lugar a dientes que no verifican alguna restricción —penetración, apuntamiento o interferencia—, por lo que los límites de variación pueden ser más reducidos.

Para cada valor de u_1/u_2 , el sistema determina u_1 y u_2 , y con ellas los números de dientes de las cuatro ruedas, buscando que sean mínimos sin que se produzca penetración, y admitiendo un error en la relación de transmisión total del 6%. A continuación se determina el módulo que, supuesto que se tratase de engranajes rectos tallados sin desplazamiento, más aproximaría la distancia entre centros nominal a la dada, y se

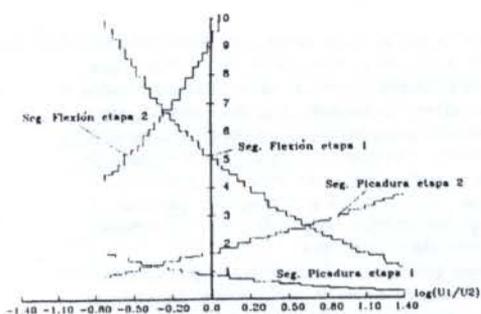


Figura 1. Influencia del reparto de la relación de transmisión en las segundades ($u=4$, $\omega_1=4000$ rpm, $P=120$ kw, $C=150$ mm, Acero F-1150).

toma, para cada etapa, el normalizado inmediatamente inferior. Finalmente, para cada etapa se adopta un ángulo de hélice que ajusta exactamente la distancia entre centros nominal de cada etapa a la dada.

Una vez definida la geometría, el sistema calcula las segundades a rotura y a presión superficial en las dos etapas, siguiendo la recomendación de la American Gear Manufacturers Association (AGMA, 1988).

A partir de aquí, el sistema permite realizar distintos análisis. En primer lugar, es posible obtener la representación gráfica de la variación de los cuatro factores de seguridad en función de la relación u_1/u_2 adoptada, como muestra la Figura 1. El aspecto escalonado de las curvas es debido al error del 6% que se admite en la relación de transmisión, a fin de evitar diseños con engranajes con un número de dientes excesivamente grande. Por otro lado, es posible obtener también gráficas similares para distintos valores de la relación F/d_1 . Finalmente, se puede analizar también la influencia de los desplazamientos en el tallado. En este último caso, para un desplazamiento en el piñón de la primera etapa dado, el desplazamiento en la rueda se calcula imponiendo la condición de equilibrado de deslizamientos específicos. El ángulo de hélice permanece invariante, lo que supone una ligera modificación de la distancia entre centros. Para la segunda etapa, en la que tampoco se modifica el ángulo helicoidal, la nueva distancia entre ejes y la condición de equilibrado de deslizamientos, determinan ambos desplazamientos. Así pues, para una relación u_1/u_2 dada, toda la geometría de los engranajes viene determinada por el desplazamiento en el piñón de la

primera etapa, lo que permite representar las segundades anteriores en función del citado desplazamiento.

Es de destacar que las representaciones gráficas anteriores pueden obtenerse a partir de valores cualesquiera de los restantes parámetros que se analizan. Así pues, una vez obtenido el desplazamiento óptimo para el piñón en la primera etapa, pueden obtenerse las gráficas de influencia de las relaciones F/d_1 y u_1/u_2 , para esos desplazamientos, y así sucesivamente con las demás gráficas, hasta encontrar el óptimo global.

RESULTADOS

El análisis de la influencia de los desplazamientos y de la relación F/d_1 arroja algunas conclusiones interesantes, aunque difíciles de generalizar. En primer lugar, es evidente que aumentos en la relación F/d_1 producen mejoras en todas las segundades. Sin embargo, muchos de los factores que corrigen tanto la tensión admisible como la tensión de cálculo son función del ancho de cara (AGMA, 1988), por lo que este aumento no es, en absoluto lineal. Por esta razón, si bien la tendencia a aumentar de la seguridad es continua, existe un valor por encima del cual la mejora obtenida no justifica el aumento de volumen, y por tanto de precio, de la reductora. En consecuencia, se puede afirmar que existe un ancho de cara óptimo, si bien no es posible establecer una recomendación al respecto, debido a que depende mucho tanto de los datos del problema como de sus posibles requerimientos específicos.

Algo parecido puede afirmarse de los desplazamientos y factores de adendo, cuyos aumentos mejoran las segundades hasta ciertos límites, difíciles de prefiar, a partir de los cuales las mejoras son insignificantes. Es de destacar, no obstante, que para cada problema específico, es posible determinar los desplazamientos y el ancho de cara óptimos, con ayuda del programa desarrollado.

A diferencia de los casos anteriores, con el reparto de la relación de transmisión total, sí es posible establecer una serie de recomendaciones. En primer lugar, se observa que aumentos en la relación u_1/u_2 producen siempre disminuciones en las segundades de la primera etapa y aumentos en las de la segunda. Asimismo, la seguridad a presión superficial en cada etapa es siempre inferior a la seguridad a rotura. La Figura 1 muestra una variación típica de las segundades con la relación u_1/u_2 . Las gráficas obtenidas para cualesquiera valores de los parámetros iniciales (relación de transmisión total, potencia a transmitir, velocidad angular de entrada, material, etcétera)

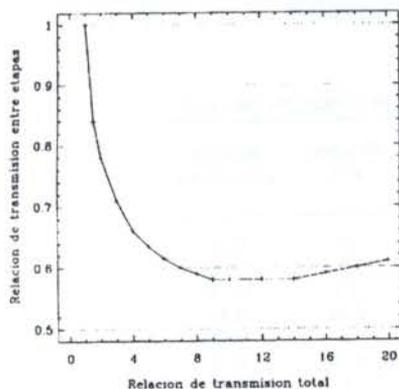


Figura 2. Valores de la relación u_1/u_2 óptima para seguridad a presión superficial.

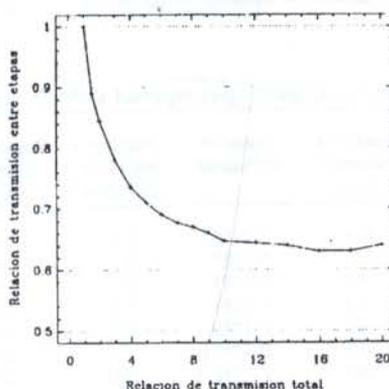


Figura 3. Valores de la relación u_1/u_2 óptima para seguridad a rotura en la base.

presentan siempre un aspecto similar. Parece que, al menos en determinadas ocasiones, un criterio de optimización razonable puede ser el de hacer máxima la mínima de las seguridades, ya sea de las seguridades a flexión, a picadura o ambas en conjunto, que, como se ha indicado, son siempre las de picadura. A la vista de las tendencias de variación reflejadas en la Figura 1, y que se acaban de comentar, es evidente que la seguridad mínima será máxima allí donde se corten las curvas de seguridad de ambas etapas.

Pero un resultado más sorprendente aún es que este punto de corte no depende de ninguno de los parámetros iniciales, incluidos desplazamientos, relación F/d_1 y duración requerida, a excepción de la relación de transmisión total u . La Tabla 1 muestra las relaciones u_1/u_2 que optimizan la seguridad a presión superficial, para una relación de transmisión total $u=2$ y diferentes requerimientos de potencia, velocidad angular, material, duración, ángulo de presión, adendo y relación F/d_1 . Se observa que la relación u_1/u_2 óptima está siempre en torno al valor 0.78.

Otros resultados obtenidos para distintos valores de la relación de transmisión total aparecen representados en la Figura 2. Todos ellos han sido obtenidos a partir de multitud de estudios, en los que siempre se obtenía un valor determinado en función únicamente de la relación de transmisión total.

Algo parecido sucede con el reparto de la relación de transmisión desde el punto de vista de la seguridad a rotura. Aunque ésta es siempre superior a la correspondiente a picadura, pueden darse situaciones en las que sea más restrictiva, por cuanto la rotura de un diente puede ocasionar un accidente, mientras que el desgaste supone un deterioro más progresivo, y por tanto menos peligroso. También en este caso, el punto de corte de las curvas de la seguridad a rotura en ambas etapas es función únicamente de la relación de transmisión total, con independencia de los valores adoptados para los desplazamientos, herramientas de tallado, potencias y demás parámetros iniciales. Los valores de las relaciones u_1/u_2 óptimas para cada valor de u aparecen representados en la Figura 3.

CONCLUSIONES

Se ha desarrollado un programa de computador para el diseño óptimo de reductoras en dos etapas, con ejes de entrada y salida colineales. El sistema muestra gráficamente la variación de las seguridades a rotura en la base del diente y a presión superficial en ambas etapas, frente a parámetros iniciales, como la potencia transmitida, la velocidad de entrada, la geometría de tallado, la duración requerida, el

material de fabricación, el ancho de cara, los desplazamientos y el reparto de la relación de transmisión entre ambas etapas. El estudio se ha restringido a reductoras con las cuatro ruedas fabricadas con el mismo material, y se ha impuesto, como condición de diseño, el equilibrado de las velocidades específicas de deslizamiento máximas en rueda y piñón. Por medio de este programa es posible encontrar, para cada problema, los desplazamientos, anchos de cara y relaciones parciales de transmisión que proporcionan seguridades, y en consecuencia duraciones y fiabilidades, máximas.

En términos generales, se ha encontrado que, como era de esperar, aumentos del ancho de cara producen aumentos de las seguridades, si bien, por encima de un cierto valor, las mejoras no justifican el aumento de tamaño y precio que conllevan. Análogamente, aumentos del ángulo de presión o de la altura de cabeza del diente, producen mejoras en las seguridades. Lo mismo cabe afirmar del desplazamiento en el piñón de la primera etapa —con las restricciones introducidas, los tres restantes desplazamientos vienen definidos por éste—, si bien se alcanza también un punto a partir del cual la mejora obtenida no justifica el aumento del tamaño de las ruedas que se produce.

Todo lo anterior sucede en la totalidad de los casos analizados, sin embargo, no ha sido posible, hasta el momento, establecer límites cuantitativos. Por el contrario, el análisis de la influencia del reparto de la relación de transmisión entre ambas etapas permite establecer conclusiones más generales.

En primer lugar, se aprecia que, para aumentos de la relación u_1/u_2 , ambas seguridades, a rotura y a presión superficial, disminuyen en la primera etapa y aumentan en la segunda. Se aprecia también que, para los casos estudiados, la seguridad a presión superficial es siempre menor que la seguridad a rotura, en las dos etapas. A partir de aquí, si se acepta como criterio de optimización el de maximizar la mínima de las cuatro seguridades, se obtiene que aparece una relación u_1/u_2 óptima en el punto donde se cortan las curvas de seguridad a presión superficial de ambas etapas.

Si se deseara maximizar la seguridad a rotura, también existe una relación u_1/u_2 óptima, allí donde se cortan las correspondientes curvas.

A diferencia de los parámetros anteriores, la relación u_1/u_2 permite establecer recomendaciones de carácter general. Se comprueba que el óptimo de dicha relación apenas varía con los parámetros iniciales —parámetros de tallado, requerimientos de potencia, velocidad angular de entrada ancho de cara, distancia entre centros o desplazamientos— a excepción de la relación total de transmisión. Las Figuras 2 y 3 muestran las relaciones u_1/u_2 que optimizan las seguridades a presión superficial y a rotura, respectivamente.

Tabla 1. Relaciones u_1/u_2 óptimas para seguridad a presión superficial, para relación de transmisión total $u=2$.

Velocidad de entrada (rpm)	Potencia a transmitir (kw)	Acero de fabricación	Duración requerida (Mciclos)	Angulo de presión (deg)	Factor de altura de cabeza	Relación F/d_1	Relación u_1/u_2 óptima
4000	170	F-1150	0.1	20	0.8	1	0.78
4000	170	F-1150	0.1	20	0.8	2	0.78
4000	170	F-1581	0.1	20	0.8	1.5	0.78
4000	140	F-1581	0.1	25	0.8	0.75	0.80
4000	140	F-1740	100	25	1	1	0.77
4000	140	F-1740	100	20	1	1.25	0.78
1800	140	F-1740	100	20	1	1	0.78
1800	70	F-1260	0.01	25	1	2	0.77
1800	70	F-1260	0.01	25	0.8	1	0.77
1800	100	F-1252	0.01	25	1	2	0.77
900	100	F-1252	0.01	25	1	1	0.77

REFERENCIAS

- AGMA Standard 2001-B88, "Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth", American Gear Manufacturers Association, Alexandria, VA, 1988.
- Artés, M. and Pedrero, J.I., "Computerized Graphic Method for the Analysis of Gear Design", Mechanism and Machine Theory, Vol. 29, pp. 59-71, 1994.
- Carrol, R.K. and Johnson, G.E., "Optimal Design of Compact Spur Gear Sets", ASME Journal of Mechanisms, Transmissions and Automation in Design, Vol. 106, pp. 95-101, 1984.
- DIN Standard 3990, "Calculation of Load Capacity of Spur, Helical and Bevel Gears; Basis and Calculation Formulae", 1970.
- García-Masiá, C., "Optimización del Diseño de Engranajes por Análisis Paramétrico", Tesis Doctoral, dirigida por J.I. Pedrero, UNED, Madrid, España, 1994.
- Niemann, G., "Tratado Teórico-Práctico de Elementos de Máquinas", Labor, 1973.
- Savage, M., Coy, J.J. and Townsend, D.P., "Optimal Tooth Numbers for Compact Standard Spur Gear Sets", ASME Journal of Mechanical Design, Vol. 104, pp. 749-758, 1982.

ABSTRACT

An optimization study of two-step gearboxes is presented. It has been carried out by means of a CAD program which gives the graphic representation of the variation of both safety factors for bending and wear of every step. From this study, the influence of some initial parameters, as the sharing of the gear ratio between both steps, have been carried out.

THE STEP STANDARD FOR CAD INTERFACES

Kosa María Scala Hernández-Vaquero
Departamento de Ingeniería Mecánica y Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales
Universidad Politécnica de Madrid - Spain

ABSTRACT

The CAD/CAM community has witnessed, during the last decade, the appearance of several specifications as well as proposals for standards which either attempt to cover wider areas or to be more reliable and stable than the others. This communication presents STEP (ISO 10303), the Standard for the Exchange of Product Model Data. The aim of STEP is to provide the mechanisms to support the exchange of product information through all its life cycle. Each international standard of the series ISO 10303 is called "a part" and is published separately. Two of them will be described.

INTRODUCTION

During the past 25 years, computers have been introduced in industry to perform technical tasks such as drafting, design, process planning, data acquisition, process control and quality assurance. Computer-based solutions, however, are still in most cases single isolated devices within a manufacturing plant.

Computer technology is evolving rapidly, and the life cycle of today's products and production methods is shortening, with continuously increasing requirements from customers, and a trend to market interrelations between companies at a national and international level. This forces a growing need for efficient storage, retrieval and exchange of information. Integration of information is urgent within companies to interconnect departments which used to work more or less on their own. On the other hand direct communication with outside customers, suppliers and partner institutions will often determine the position of an enterprise among its competitors. In this sense, Computer Integrated Manufacturing (CIM) is the key of today for the competitiveness of tomorrow. But the realization of a future-oriented CIM concept is not possible without powerful, widely accepted and standardized interfaces. They are a vital issue on the way to CIM. They will contribute to harmonizing data structures and information flows and will play a major role in open CIM systems.

In addition, the designers and users of the CAD/CAM systems have witnessed, during the last decade, the appearance of several specifications as well as proposals for standards which either attempt to cover wider areas or to be more stable and reliable than the others. With the rapid evolution of hardware and software, the capabilities offered by CAD systems and CAD based application systems are far more advanced than they were only ten years ago. However, the situation with standards cannot be so. The standard has to be stable and should be general and flexible enough to accommodate present as well as expected future developments.

The ISO standard STEP has been developed to provide a neutral mechanism capable of describing product data throughout the life cycle of a product, independent from any particular system, and not only CAD data.

This communication gives an overview of the ISO STEP standard, describing some interesting aspects like

the EXPRESS language and the neutral exchange file.

THE STEP NORMALIZATION EFFORT

In 1984, ISO established a special committee to develop a standard for the exchange of product data (STEP), which would be the first international standard in CAD data exchange. The main reasons taken into account by ISO to start the development of STEP were:

- The international industrial community agreed that a standard for CAD data exchange requires a worldwide acceptance. ISO is the appropriate organization for this development.

- The existing standards focussed on the exchange format. A different solution was needed in which the main point was the semantic specification (what to exchange) instead of the syntax (how to exchange).

- In the area of solid models exchange, the IGES solution was not adequate. A new solution was needed.

STEP is an international standard ISO 10303 described in ISO 10303-1 (1992) (Product Data Representation and Exchange) for the representation and exchange of product data between different computer systems. This standard has been developed by several groups of Subcommittee 4 (Industrial Data and Global Manufacturing Programming Languages) of Technical Committee 184 (Industrial Automation System) in ISO.

The objective of STEP is to provide a mechanism capable of describing product data throughout the life cycle of a product, independent of any particular system. The goal of ISO 10303 is to support the creation of complete representations of products through the entire manufacturing process and not merely graphical representations of products, existing standards for which are already established. The product model in STEP must contain enough information to support advanced CAD/CAM applications.

ISO 10303 provides a set of technical data elements which may be used to describe product data for:

- Communication of product data between activities or enterprises.

- Integration of activities involved in manufacturing within an enterprise.

- Archiving of product data independent from the software system used to generate it.

STEP incorporates the experience gained in the

development of several national standards like IGES (Initial Graphics Exchange Specification), VDAFS (*Flachenschnittstelle des Verbandes der Deutschen Automobilindustrie*), SET (*Standard d'Echange et de Transfer*) and the projects CAD*I (CAD Interfaces) (Beg (1988)) and PDES (Product Data Exchange Specification) (Grutke (1985)).

Each international standard in the ISO 10303 series is called "a part" and is published separately. The structure of the ISO 10303 family of standards provides a logical separation between the product data information which is common to many applications, the additional information that is required to support a particular application, and the implementation forms that may be used for storage or communication of information. The independence of implementation forms means that the information content can be extended without changing the definition of implementation form, and that new forms can be added to support existing information definitions. The product data description may be stored or communicated in a variety of implementation forms, such as a physical file, or through direct access to a database.

THE STEP STRUCTURE

The ISO 10303 series of standards is divided into five logical groups of parts, each called a Class. Each Class has a unique function in ISO 10303.

- **Description Methods:** The definition of information required for resource constructs and Application Protocols to support product models requires the use of a formal language to ensure consistency and avoid ambiguity. The language should be both human and computer processable to facilitate human understanding and the generation of applications and support tools. EXPRESS (ISO 10303-11 (1993)) is the only formal language for data description used in STEP. EXPRESS will be described in this communication.

- **Information Content:** The information content of the ISO 10303 series of International Standards is defined as a set of technical data elements known as integrated resources constructs. The integrated resources provide a neutral, complete and unambiguous representation of product model data, independent of the implementation forms used for storage or communication.

The set of integrated resource constructs used in the ISO 10303 series of International Standards have been assembled from information models representing different application domains. Similar ideas in different domains have been reduced to a single construct which is common to multiple domains, and may be used with extra constraints and relationships to support particular applications.

EXPRESS (ISO 10303-11 (1993)) is used as the single standard data specification language for all constructs, constraints and functions in the integrated resources.

- **Application protocols:** The use of the ISO 10303 series of International Standards to support a particular application domain is based on the concept of the Application Protocol (AP). The AP provides a complete explicit statement of the product data description required to meet the specific needs of a particular application, and the implementation form or forms to be used. It is the basis of implementations of the ISO 10303 series.

The AP defines the scope and context of the application. This may include the use of an activity model (AAM) to clarify the process and the data flows involved. The definition may explicitly identify any data and

functions that are beyond the scope of the application. The AP describes the information requirements of the application in application specific terms, as a reference model (ARM) (Application Reference Model) for establishing the necessary product data description.

The product data description (AIM) (Application Interpreted Model) is based on constructs and schemas selected from the integrated resources and interpreted to meet the needs of the application. Extra constraints may be applied to values or meanings and attributes of the constructs. The AP also includes a set of conformance requirements and test purposes from which the necessary abstract test suite is to be derived and used for conformance testing. The ISO 10303 series of International Standards includes a number of Application Protocols.

- **Implementation forms:** The product data description may be stored or communicated in a variety of implementation forms, which are particular methods for storing, accessing or exchanging information. Possible alternative implementation forms which may be used for product data include physical file transfer and database access. Each implementation form is described as a mapping from the EXPRESS language onto the formal language used for the form, and is independent of the information to be transferred. The mapping is expressed in a formal notation, along with any additional syntax required for the particular implementation.

The series of International Standards provides for different forms of implementation. The exchange file implementation serves to exchange entire models or parts thereof between different systems. It is documented in ISO 10303-21 (1992) and will be described in this communication.

- **Framework for Conformance Testing:** The accreditation and certification procedures for ISO 10303 need to be common and consistently applied worldwide in order to ensure effective communication of product data. The Framework of Conformance Testing provides a general methodology, requirements and general guidance to test centres for testing conformance of a product which claims to implement an ISO 10303 AP against the relevant Part and normative references. The goal of the Framework is to ensure:

- **Repeatability-** Test results consistent wherever and whenever undertaken.
- **Auditability-** Procedures confirmed as correctly undertaken, subsequent to the process.
- **Comparability-** Procedures are independent of test site.

THE EXPRESS LANGUAGE

The EXPRESS language (ISO 10303 (1993)) provides a complete and unambiguous normative description of product data information for both resource constructs and Application Protocols, with supporting test.

The formal context free grammar of EXPRESS defines entities from data elements and constraints and other properties, which together define the valid forms of the product data information. Other features of the language permit classification and structuring of constructs, and allow characteristics of constructs to be generalized or specialized. EXPRESS also facilitates the development of APs by allowing the addition of constraints and attributes to existing constructs. EXPRESS allows a more complete description of the data and constraints applicable to product data than is possible using conventional language.

EXPRESS is based in the following requirements:

- The size and complexity of this standard requires the language to be computer processable and not only by humans.
- The language is designed to allow the division of modelled data. The *SCHEMA* is the basis for this division.
- The main language elements are the *ENTITIES* which are objects of interest. The definition is done based in data and behaviour.

The examples included here belong to the integrated resources of STEP.

SCHEMA: A *SCHEMA* corresponds to a part of the application "miniworld" and contains *ENTITY* and other declarations which maintain certain relationships. An *SCHEMA* includes *ENTITY* definitions, user defined types, functions, rules, etc.

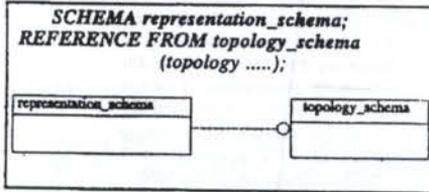


Figure 1: Header definition for a *SCHEMA*

In Figure 1 a header definition of an *SCHEMA* can be seen and the graphical version can also be seen.

TYPE: In EXPRESS there are some predefined types like *INTEGER*, *REAL*, *LOGICAL*, *STRING*, etc., which are simple types. There are as well aggregate types like *ARRAY*, *LIST*, *SET* and *BAG*. Aggregate types can be nested like *ARRAY [...] OF ARRAY [...] OF ...*. Brackets include the limits for the number of elements.

ENTITY: An *ENTITY* represents an object or idea of interest for the application.

An *ENTITY* is characterized by a collection of attributes defined by the user. The types can be either predefined by EXPRESS or user defined types. An entity can belong to a hierarchy of entities with the relationship *SUPERTYPE OF / SUBTYPE OF*. The subtypes are related through different relationships and EXPRESS provides some operators to define the restrictions. These operators are: *ONEOF*, *ANDOR*, *AND*. An entity inherits the attributes of its supertype.

In Figure 2 an entity definition can be seen. This definition belongs to the integrated resources of STEP. The definition is not complete due to its complexity.

There are aggregate attributes as well as derived attributes (in the *DERIVE* clause) whose values are obtained through different functions. It is also possible to define restrictions (in the *WHERE* clause) for some attributes.

The final part includes the supertype-subtype hierarchy in which the entity is included. Figure 2 represents the graphical version of the entity defined in Figure 3.

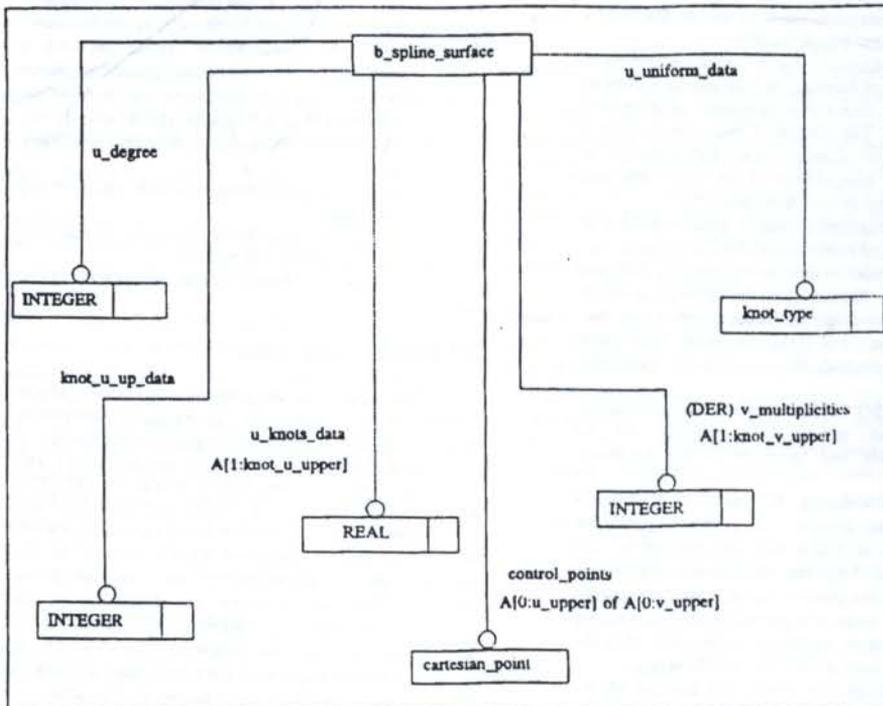


Figure 2: EXPRESS-G representation for the entity defined in Figure 3

```

ENTITY b_spline_surface
SUBTYPE OF (bounded_surface);
  u_degree : INTEGER;
  control_points : ARRAY [0:u_upper] OF ARRAY [0:v_upper] OF cartesian_point;
  u_uniform_data : OPTIONAL knot_type;
  u_knots_data : OPTIONAL ARRAY [1:knot_u_upper] OF REAL;
DERIVE
  knot_u_upper : INTEGER := NVL (knot_u_data, default_bspl_knots_upper (u_degree, u_upper, u_uniform));
  v_multiplicities : ARRAY [1:knot_v_upper] OF INTEGER := NVL (v_multi_data, default_bspl_knot_multi (v_degree, v_upper, v_uniform));
  weights : ARRAY [0:v_upper] OF ARRAY [0:u_upper] OF REAL := NVL (weights_data, default_bspl_surface_weights (u_upper, v_upper));
WHERE
  WRI : constraints_param_bspl (u_degree, u_upper, knot_u_upper, u_multiplicities, u_knots, u_uniform);
END ENTITY;
ENTITY bounded_surface
SUPERTYPE OF (ONEOF (b_spline_surface, rectangular_trimmed_surface, curve_bounded_surface, rectangular_composite_surface))
SUBTYPE OF (surface);
END ENTITY;
ENTITY cartesian_point;
.....
END ENTITY;
TYPE knot_type = ENUMERATION OF (nonuniform_knots, uniform_knots, quasi_uniform_knots, piecewise_bezier_knots);
END TYPE;
FUNCTION default_bspl_knots_upper (degree, up_cp : INTEGER; uniform : knot_type) : INTEGER;
.....
END FUNCTION;

```

Figure 3: Example of an entity definition

STEP NEUTRAL FILE STRUCTURE

General structure. The exchange file described in ISO 10303-21 (1992) is sequential and the information contained is free format. The file is divided in modules with different sections containing one or more entities. It starts with the keyword "STEP" and ends with "ENDSTEP". There are two sections "HEADER" and "DATA". The second section (Figure 4) contains the product data to be transferred. These data are instances of the entities defined in the conceptual model.

```

DATA
/* THE FOLLOWING ENTITIES REPRESENT A TRIANGLE */
@1 = PT(0.0,0.0,0.0); /* IS AN ENTITY POINT */
@2 = PT(0.8,1.0,0.0);
@11 = VX(1); /* IS AN ENTITY VERTEX */
@12 = VX(2);
@16 = ED(#11,#12); /* IS AN ENTITY EDGE */
@18 = ED(#13,#12);
@21 = ED_STRC(#18,0);
@23 = ED_STRC(#14,1);
@24 = ED_LOOP(#21,#22,#23); /* IS AN ENTITY EDGE_LOOP */
ENDSEC;
ENDSTEP;

```

Figure 4: STEP file DATA example

Correspondance between EXPRESS and the STEP neutral file. Given an entity modelled in EXPRESS, an instance is obtained assigning values to each attribute. These instances must be included in the STEP file following the format described above.

Figure 5 shows the mapping between an EXPRESS model and an instance as should be included in the neutral file. The attribute values are written sequentially, with the values separated by comas.

CONCLUSIONS

In this communication, the Standard ISO 10303 (Product Data Representation and Exchange) named STEP (Standard for Exchange of Product Data Model) has been presented. STEP allows the exchange of data between CAD systems. STEP has the advantage of being a ISO standard and focus on the semantic specification of the data. STEP specifies the product data through all its life cycle, and not only design information. The neutral file is one of the mechanisms for data exchange between CAD systems and a preprocessor and postprocessor are needed

to transform the data structures from the neutral file to internal database structure.

```

TYPE type1 = ENUMERATION OF (enum1,
enum2, enum3);
END TYPE;
ENTITY entity1
SUPERTYPE OF (entity2);
  attribute11 = STRING;
  attribute12 = LIST [1:3] OF INTEGER;
END ENTITY;
ENTITY entity2
SUBTYPE OF (entity1);
  attribute21 = REAL;
  attribute22 = type1;
  attribute23 = ARRAY [1:3] OF ARRAY
[1:2] OF INTEGER;
  attribute24 = entity3;
END ENTITY;
ENTITY entity3;
.....
END ENTITY;
@763 = ENTITY2 ('STRING', (23,1,790), 34,22,
.enum2, ((23,5), (87,9), (7,102)), #112)

```

Figure 5: Example of correspondance between EXPRESS and the STEP file

REFERENCES

- Beg, I. Leuridan, J (editors). ESPRIT Project 322. CAD*I, CAD Interfaces status report 4. PFT report 1392. Kernforschungszentrum, Karlsruhe GmbH. Germany 1988.
- Grutke, W.B. PDES file structure working draft version 3. Physical File Structure/Formal language committee. Internal notes. 1985.
- ISO 10303 TC 184/SC4. Product Data Representation and Exchange. STEP. Part 1. Overview and Fundamental Principles. Document N154. 1992.
- ISO 10303 TC 184/SC4. Product Data Representation and Exchange. STEP. Part 11. The EXPRESS language reference manual. Document N151. 1993.
- ISO 10303 TC 184/SC4. Product Data Representation and Exchange. STEP. Part 21. Clear Text encoding of the Exchange Structure. Document N78. 1991.

VERTICALIZACIÓN DE UN SISTEMA CAD/CAM DESDE EL PUNTO DE VISTA DEL DISEÑO Y MONTAJE DE UTILLAJES

Alejandro, Ignacio - Area de Ingeniería de los Procesos de Fabricación
Universidad de León, Edificio Tecnológico 24071 España

RESUMEN

La evolución de los sistemas CAD/CAM ha estado siempre condicionada por la capacidad de procesamiento de los computadores. En la actualidad, el "modelo del producto" aporta información que no es puramente geométrica, abriendo paso a nuevas posibilidades. Se muestra en este artículo un procedimiento sencillo para la verticalización de sistemas CAD/CAM desde la óptica del diseño de utillajes, pudiendo llevar a cabo la visualización del montaje y la generación de un archivo con información válida para el control de un almacén automatizado y un puesto de montaje.

LA EVOLUCIÓN DE LOS SISTEMAS CAD/CAM

Un objeto contiene toda la información relativa a él mismo: masa, densidad, geometría, T° de fusión, etc. Dicha información puede ser extraída con mayor o menor dificultad; así, para conocer la estructura cristalina de una pieza metálica, será necesario extraer una probeta y, después de ser acondicionada, observarla mediante un microscopio.

Ahora bien, ¿cuánta información necesitamos sobre el objeto?. La respuesta "cuanta más, mejor" no es, normalmente, la más adecuada; si lo fuera, cuando alguien compra un automóvil debería recibir toda una enciclopedia detallando las características de cada componente de su nueva adquisición. Es más, la información es cara: para extraerla es necesario llevar a cabo diversos tipos de ensayos, en modo alguno gratuitos. Llegamos, de esta forma, a la conclusión, que la "avaricia" en cuanto a la información resulta económicamente beneficiosa. Cada objeto deberá quedar representado con la menor cantidad de información posible.

Los datos que dos compañías, o diversas secciones dentro de una misma compañía, necesitan sobre un determinado producto pueden diferir ampliamente; así, en la fabricación de una raqueta de tenis, un departamento puede estar interesado en la resistencia a la tracción del cordaje, en tanto que otro podrá tener un gran interés en su color. En cualquiera de ellas los datos, aunque diferentes, son necesarios.

En este momento ya tenemos una primera idea: la información es necesaria, pero se ha de manejar sólo la imprescindible.

¿Cuál es el formato más adecuado de la información? Dependerá de su tipo. Entre dichos formatos están: los listados numéricos, los diagramas de sectores, los diagramas de barras, las representaciones en gráficos X-Y, los dibujos, las tablas, etc.

En los primeros años de la computación, los diseñadores debían manejar pilas de listados numéricos; probablemente, en ellos estaba contenida toda la información que se requería sobre la pieza, pero su extracción era complicada; la información era, por tanto, de baja calidad, en el sentido de que no era todo lo efectiva que se hubiese deseado. Aparecieron, entonces, computadoras capaces de llevar a cabo representaciones gráficas consistentes en líneas sencillas; así, un cilindro podría quedar geoméricamente representado por dos círculos y una línea vertical. Con el paso de los años, la velocidad de procesamiento ha ido aumentando, de forma que, en la misma cantidad de tiempo, la cantidad de

información representada es mayor; el cilindro del ejemplo puede quedar ahora modelizado mediante una malla de líneas. Mejoras posteriores han permitido su visualización como un objeto sombreado. En cualquier caso, debe quedar claro que, aunque a un diseñador de los años setenta le hubiera gustado representar el cilindro como un objeto sólido, se ha tenido que conformar con lo que los computadores del momento podían hacer. Es decir, el hombre se ha tenido que ir adaptando a la máquina.

Cuando ya se pensaba que la representación de objetos en el ordenador estaba superada, surge una nueva cuestión: ¿Quién ha dicho que la información que se requiere en el diseño es exclusivamente geométrica?. Representado el cilindro, puesto que los computadores lo permiten, incorporémosle otros tipos de información. Surge así el Modelo del Producto. En él no sólo está contenida la información geométrica, sino información tecnológica, comercial, de materias primas, de suministradores, etc.

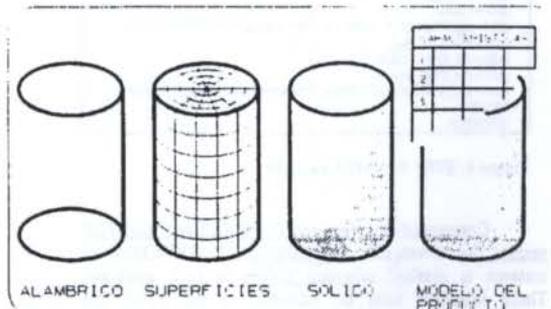


Figura 1: Distintas formas de representar un cilindro.

Vemos que es en este momento cuando realmente podemos considerar un producto desde todas sus perspectivas, permitiendo lo que se ha dado en llamar Ingeniería Concurrente.

EL MODELO DEL PRODUCTO

Tal como se ha señalado en las líneas precedentes, un producto consta de algo más que de una geometría; existe información relativa a la forma de llevar a cabo el mecanizado, a los materiales, al ensamblaje en el que va a ir colocado, etc., que habrán de especificarse.

Centrémonos en el modelo del producto desde el punto

de vista de la fabricación. El cilindro que hemos tomado como ejemplo, podría representar un agujero. Dicho agujero podría ser asociado con una operación de taladrado; dicha operación podría ser asociada con una broca; dicha broca podría ser asociada a un rango de condiciones de corte, etc. Se crea así una estructura jerarquizada en donde existen dos tipos de elementos: nodos y relaciones. Los nodos pueden ser operaciones, materiales, herramientas, etc. Las relaciones pueden ser del tipo "ser miembro de", "ser resultado de", etc.

El procedimiento más inmediato para completar la geometría con otro tipo de información sería asignar "manualmente" una serie de atributos que contuviesen los datos apropiados. Sin embargo, este procedimiento podría ser mejorado por una de las dos formas siguientes:

a) Utilizar un programa que permita la exploración de la geometría, de forma que al detectar un cilindro el propio sistema pueda asociarlo a una determinada operación (por ejemplo, taladrado).

b) Llevar a cabo un diseño mediante "características", de forma que el propio software del sistema CAD/CAM permita elegir la opción de "taladro", en vez de dibujar círculos y rectas.

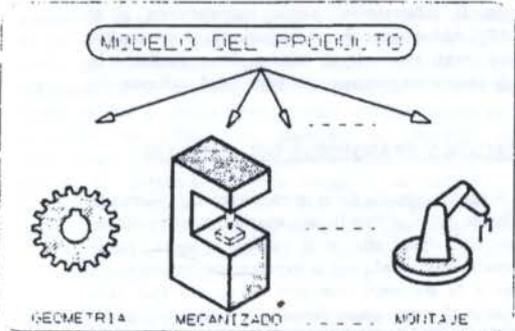


Figura 2: Diversos tipos de información en el modelo del producto.

Las realizaciones actuales están basadas en uno de estos dos procedimientos. Al mismo tiempo, están surgiendo sistemas intermedios en los que el propio usuario puede "ayudar" al sistema a decidir en situaciones conflictivas.

LOS LENGUAJES ORIENTADOS A OBJETOS

Las estructuras jerarquizadas en los sistemas CAD/CAM son realmente útiles. Así, se puede disponer del objeto "eje", a partir del cual se puede definir el objeto "eje con chavetero"; este último heredará las características del objeto de orden superior y adquirirá algunas características nuevas.

En la programación dirigida a objetos, cada objeto está constituido por datos, métodos y mensajes. Una de las características fundamentales de este procedimiento de programación es la Herencia. Haciendo uso de esta capacidad, pueden crearse generaciones de objetos que adquieran la información que caracteriza a su antecesor.

A diferencia de los lenguajes de programación tradicionales, en donde una determinada función actúa sobre un conjunto de datos, en los lenguajes orientados a objetos, cada uno de los "objetos" contiene tanto los datos como los procedimientos o funciones que actúan sobre ellos. Se le indica a un objeto que lleve a cabo una de sus operaciones enviándole un mensaje que le dice qué es lo que debe hacer; el objeto responde en tres fases: a) Selecciona la operación que realiza el nombre del mensaje b) Ejecuta la operación c) Devuelve el control a quien hizo la llamada.



Figura 3: Analogía del funcionamiento de un "objeto".

EL DISEÑO DE UTILLAJES

Nos referiremos a utillaje como el conjunto de dispositivos necesarios para sujetar una pieza que va a ser mecanizada en una máquina herramienta, principalmente en centros de mecanizado. Existen varios tipos de utillajes: específicos, normalizados, modulares, etc. De entre los citados, vamos a centrarnos en los modulares. Estos son un conjunto de medios de sujeción y accesorios (como placas base, bridas, calzos, etc) que pueden ser reutilizados, de forma que un mismo grupo de elementos de un utillaje modular puede servir para varias piezas diferentes. En la actualidad poseen una amplia aceptación como consecuencia de su gran flexibilidad, característica esencial, dada la tendencia a la reducción de los tamaños de los lotes de fabricación.

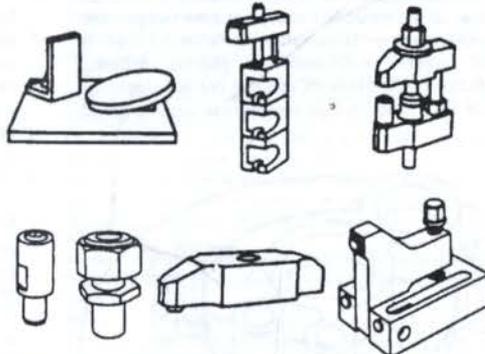


Figura 4: Diversos elementos de un utillaje modular (F.B.S. Modular Fixture System)

Usualmente, existe un experto en las distintas compañías dedicadas a la manufactura por arranque de viruta, que decide cuál es la configuración más apropiada a la hora de sujetar una pieza. Con la incorporación de los sistemas CAD/CAM se han automatizado funciones de diseño (principalmente, definición de la geometría de la pieza) y fabricación (principalmente, generación de trayectorias de herramientas). Ha quedado sin cubrir, sin embargo, un espacio intermedio que supone una parte importante del tiempo asignado a una pieza: la preparación del trabajo; en ella queda enmarcado el diseño de utillajes. Los métodos computacionales que se están tratando de utilizar para resolver este problema son de dos tipos:

a) **Métodos variacionales:** a partir de modelos de partida, el sistema se capacita para generar la solución más adecuada. Al ir incrementando el número de "casos", el sistema es capaz de llegar a configuraciones cada vez más correctas. En este método, es de gran ayuda la tecnología de grupos, que permite hacer una clasificación de las piezas en base a un conjunto

definido de características.

b) Métodos generativos: el sistema es capaz de crear el utillaje por medio de un análisis de la geometría de la pieza y de una tabla de características propias de cada elemento de utillaje.

La complejidad es mayor en los sistemas de tipo generativo, al ser menor la interacción que este tipo de sistemas requerirían por parte del usuario. Además, la definición del número de atadas necesarias para el mecanizado completo de la pieza, así como la especificación del orden de las mismas, constituyen un problema adicional. Con objeto de tener una pequeña idea sobre cómo podrían funcionar este tipo de sistemas, analicemos una de las muchas variables que habrían de ser tenidas en cuenta: ¿Cómo es capaz de decidir el sistema si un elemento de utillaje es demasiado grande o demasiado pequeño?. Para ello, el sistema habrá de llevar a cabo el cálculo del área de posibles zonas de amarre; por su parte, cada elemento de utillaje con funciones de amarre deberá llevar asociada información sobre el área mínima necesaria para poder ser colocado; si esta última es menor que el área libre en la pieza, el amarre no podrá llevarse a cabo con dicho elemento.

LA VERTICALIZACIÓN DE LOS SISTEMAS CAD/CAM

A partir de este momento, vamos a tratar de analizar cómo se pueden llevar a cabo desarrollos específicos para cada industria con base a sistemas CAD/CAM de tipo tradicional, en el campo del diseño de utillajes.

Una primera opción, la más sencilla, consistiría en crear una biblioteca gráfica con los diferentes elementos de un utillaje (preferiblemente, de un utillaje modular). Cuando se desee analizar un determinado montaje, se irían recuperando los distintos elementos en la pantalla, valorando, al final, la idoneidad del conjunto. Adicionalmente, podrían analizarse posibles conflictos (principalmente choques con los elementos del utillaje) de las trayectorias de mecanizado creadas por el sistema.

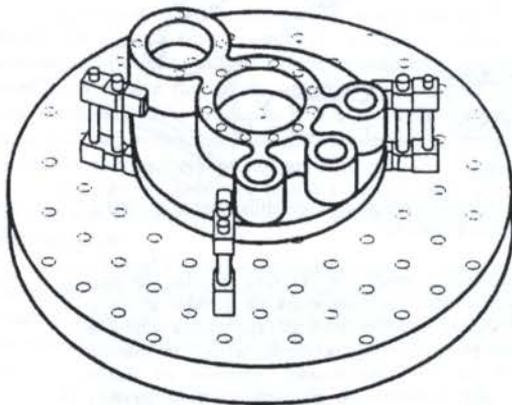


Figura 5: Montaje visualizado en pantalla para la validación de un utillaje.

En un segundo nivel, aparte de la simple visualización de los elementos del utillaje en la pantalla, estos podrían llevar asociada información útil. Por ejemplo: su propio nombre; el rango de apertura en los utillajes de dimensión variable; la posición de almacén en la que pueden ser localizados; la orientación que se les ha asignado en pantalla; la secuencia en que ha de llevarse a cabo el montaje; el par de apriete necesario; la posición en la que han de ser colocados en la

placa base; etc. En cualquier caso, sería todavía el propio usuario el que decidiese sobre la configuración más adecuada (él es quien recupera los utillajes en pantalla).

Una tercera opción sería aportar a lo incluido en la segunda, la posibilidad de que el sistema fuese capaz de generar por sí mismo la configuración del utillaje, bien por procedimientos generativos, bien por procedimientos variativos.

Tanto la opción primera como la segunda son de relativamente fácil implementación en la mayor parte de los sistemas CAD/CAM. Por ello realizaremos un análisis adicional de cada una de ellas:

a) Opción primera: Visualización. Del sistema sólo se requiere la posibilidad de poder recuperar en el dibujo actual (que será el de la pieza a mecanizar), dibujos externos (que serán los de los elementos del utillaje). Esto proporcionará, en una primera aproximación, una idea de cómo quedará el montaje, pudiendo también detectar (como se ha dicho) conflictos con una determinada trayectoria de mecanizado.

b) Opción segunda: Visualización + información: Aparte de lo comentado en la anterior, el sistema habrá de permitir aportar información no necesariamente geométrica a los elementos de utillaje. Además, dicha información habrá de ser accesible después de su recuperación en pantalla. Esta tarea de "recopilación de información" puede automatizarse si el sistema CAD/CAM dispone de un lenguaje de programación que permita crear, bien por sí mismo, bien mediante la ejecución de programas externos, una tabla con la información requerida.

LOCALIZACIÓN Y TRANSPORTE DEL UTILLAJE

En la opción segunda del apartado anterior, se planteaba la posibilidad de que el utillaje llevase asociada información de muy diverso tipo. Entre ella, si el usuario lo desea, puede incluirse aquella relacionada con la localización del utillaje en un almacén y la secuencia con que ha de enviarse cada elemento (tanto el orden, como después de cuánto tiempo de haber enviado el anterior, determinado este último valor por el tiempo estimado para el montaje del elemento actualmente en curso).

Una vez configurado el utillaje, si existen las herramientas de programación adecuadas (que si están presentes en la mayor parte de los sistemas de CAD/CAM), puede crearse un archivo de salida con información sobre el utillaje creado. Accediendo a la información contenida en él, en concreto en sus "casillas" a) posición de almacén en la que se encuentra el utillaje b) secuencia y c) periodicidad, podrá gobernarse fácilmente un almacén automatizado. Al final del proceso, tendremos una cinta transportadora que estará llevada a la estación de montaje de los elementos de utillaje adecuados, en la secuencia adecuada y en los intervalos de tiempo apropiados.

MONTAJE DEL UTILLAJE

Del mismo modo que en el apartado anterior se accedía, dentro del fichero de utillaje generado por el sistema CAD/CAM, a las casillas relacionadas con las operaciones de mantenimiento, en este caso se accederá a las casillas relacionadas con las operaciones de montaje.

De esta forma, en una estación de montaje automatizada en la que exista un robot de manipulación, este dispondrá de buena parte de la información necesaria para llevar a cabo el ensamblaje de pieza, placa base, elementos de posicionamiento, soporte, amarre, etc. Dicha información puede estar relacionada con la posición en que ha de colocar el utillaje, el par de apriete que ha de imprimir, etc.

Aunque el desarrollo se ha hecho "hacia adelante", el proceso de decisión sobre cuál es la información que ha de

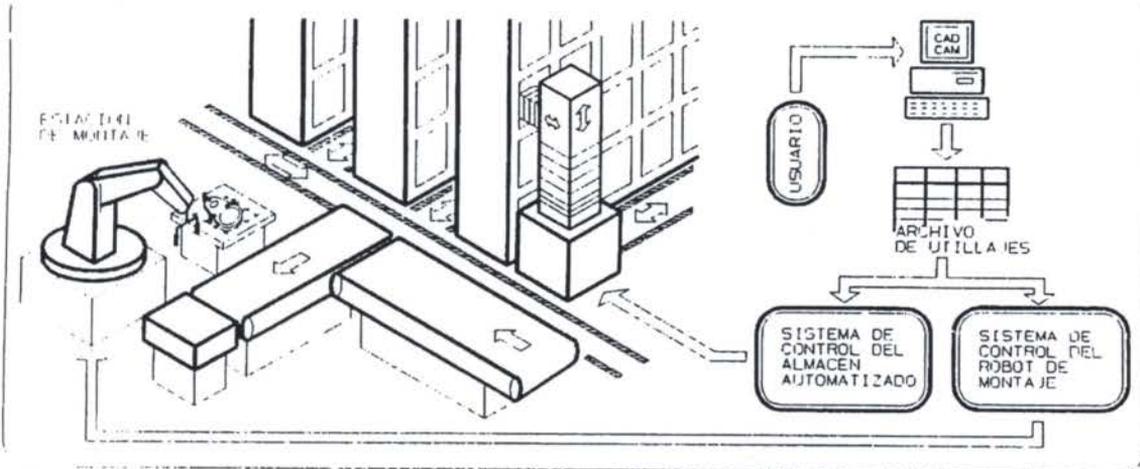


Figura 6: Representación de un sistema de almacenaje y montaje automatizados que toman información del archivo de utillajes.

Llevar asociado cada elemento de utillaje, ha de ir "hacia atrás": a partir de las características de un hipotético robot de montaje de los utillajes, se requiere una determinada información; a partir de las características del sistema automatizado de mantenimiento, se requiere cierta información; a partir de la forma en que se desea llevar a cabo la recuperación de los elementos de utillaje en pantalla, se requiere cierta información. Toda ella determina: el conjunto de atributos que han de ser asignados a cada elemento de utillaje; las dimensiones y formato del archivo de salida, etc. En cualquier caso, queda evidenciado el por qué en los apartados iniciales de este trabajo se hablaba de que era preferible utilizar sólo la información absolutamente imprescindible.

EL PROBLEMA DEL INTERCAMBIO DE INFORMACIÓN

A lo largo de los distintos títulos de este artículo, se ha ido percibiendo la importancia del intercambio de información. Hasta el momento, los problemas residían exclusivamente en cómo intercambiar la información geométrica, existiendo varios formatos, como DXF, IGES, VDA, etc. Con la llegada del "modelo del producto", el problema aumenta en complejidad puesto que, aparte de la información geométrica, han de intercambiarse datos de naturaleza muy variada.

Como consecuencia, surge la necesidad de crear un estándar para la representación y el intercambio de información, puesto que de lo contrario cada fabricante establecería un sistema particular, dificultando cualquier característica de portabilidad. En este contexto surge el estándar STEP, que establece una representación unívoca de la información y la forma de llevar a cabo su intercambio. Asociado a STEP, se ha desarrollado el lenguaje orientado a objetos EXPRESS, en donde cada entidad está caracterizada por unos atributos, unas reglas y unas relaciones; un elemento de una subclase hereda (como hemos comentado en el apartado dedicado a los lenguajes orientados a objetos) las características de su predecesor.

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha pretendido mostrar, después de haber comprendido la función de los sistemas CAD/CAM, cómo puede llevarse a cabo la verticalización de los mismos en el ámbito de los utillajes. En la mayor parte de los casos, estos proporcionan suficientes herramientas de programación

y de intercambio de información con otros sistemas; esto permite llevar a cabo la automatización de funciones, no sólo dentro de ellos mismos, sino también en sistemas externos, como pueden ser los de mantenimiento y montaje de elementos.

REFERENCIAS

- Cox, B.J., Novobilski, A.J., "Programación orientada a objetos", Addison Wesley/Díaz de Santos, 1993 Delaware, USA.
- Dong, X., DeVries, W.R.; Wozny, M.J. "Feature-based reasoning in fixture design", *Annals of the CIRP*, Vol 40/1/91, pp 111-114.
- Fields, M.C., Anderson, D.C., "Fast feature extraction for machining applications", *Computer Aided Design*, Vol. 26 Number 11, pp. 803-813.
- Fisher, A., Wang, K.K. "An interaction Mechanism for 3D object-oriented feature-based models in interactive design and simulation", *Annals of the CIRP*, Vol 44/1/45, pp 101-104.
- Gu, P., Chan, K., "Product modelling using step", *Computer Aided Design*, Vol. 27 Number 3, pp. 163-179.
- Labarga, J. et al "Base de datos de utillajes modulares para el diseño de utillajes para centros de mecanizado", *Anales del VI Congreso nacional de Ingeniería mecánica de Chile*, Pontificia Universidad Católica de Chile, 1994.
- Martino, T et al. "Feature-based modelling by integrating design and recognition approaches", *Computer Aided Design* Vol. 26 Number 8 pp. 646-653.
- Phillip, C.L., Leclair, S.R., "Integration of design and manufacturing: solving setup generation and feature sequencing using an unsupervised-learning approach", *Computer Aided Design*, Vol. 26 Number 1, pp. 59-75.
- Qiang, J., Mafefat, M.M. "Bayesian approach for extracting and identifying features", *Computer Aided Design*, Vol 27 Number 6 June 1995, pp 435-454.
- Zucker, J., Deraid, A., "Object-oriented representation of qualitative engineering properties", *Computer Aided Design*, Vol 26 Number 10 pp. 722-734.

SUMMARY

CAD/CAM systems evolution has always been conditioned by the computer processing capacities. Nowadays, "Product Model" includes more than geometric information, opening a wide range of possibilities. In this paper, a straightforward procedure to carry out particularizing developments in CAD/CAM systems is presented, considered from fixture design standpoint; fixture visualization can be done on the computer screen and, additionally, an external file containing useful data for automatic storing and assembly by robots can be created.

CONTEUDO

1. INTRODUÇÃO

2. CONCEITOS BÁSICOS DE SISTEMAS DE CONTROLE

3. SISTEMAS DE CONTROLE CLÁSSICOS

4. SISTEMAS DE CONTROLE MODERNO

5. SISTEMAS DE CONTROLE ADAPTATIVO

6. SISTEMAS DE CONTROLE ROBUSTO

7. SISTEMAS DE CONTROLE DE OTIMIZAÇÃO

8. SISTEMAS DE CONTROLE DE LÓGICA FUZZY

9. SISTEMAS DE CONTROLE DE LÓGICA NEURONAL

10. SISTEMAS DE CONTROLE DE LÓGICA GENÉTICA

CONTROLE DE SISTEMA

CHILLER INTELIGENTE : MODELAGEM E SIMULAÇÃO

VIVALDO SILVEIRA JÚNIOR - Departamento de Engenharia de Alimentos
JOSÉ ANTONIO DERMENGI RIOS - Departamento de Engenharia de Alimentos
FERNÃO MONTEIRO MAUGER - Departamento da Ciência da Computação
Universidade Estadual de Campinas - UNICAMP - Brasil

RESUMO

É apresentada uma comparação entre dois diferentes modos de controles, "on-off" (convencional) e "fuzzy", para definição da estratégia de controle que resulte no melhor coeficiente de performance (C.O.P.) do modelo dinâmico de um sistema de refrigeração de simples estágio para resfriamento de líquido (chiller).

INTRODUÇÃO

A racionalização do consumo da energia elétrica em sistemas de refrigeração a compressão de vapor, os quais possuem controles eletro-mecânicos, dedicados e localizados, com aplicação do controle "fuzzy" é promissora, uma vez que o dimensionamento e seleção de equipamentos são realizados em condições médias de operação, podendo provocar maiores gastos indesejáveis de energia num regime real de operação.

Green et al. (1980) mostraram que uma bomba de calor operando com um compressor de rotação variável, uma válvula de expansão eletricamente dirigida e taxas variáveis de fluxo de ar nos trocadores de calor é mais eficiente que o sistema convencional "on-off".

Vargas & Parise (1992) constataram, através de simulação, uma economia de 9 % no consumo de energia em bomba de calor de rotação variável, utilizando controle em malha fechada em um servomotor e sensor de temperatura, comparado com o controle convencional "ON-OFF" sob as mesmas condições de operação.

Marshall & James (1975) modelaram uma planta de congelamento e seu sistema de refrigeração com um alto nível de detalhamento e obtiveram ótima aproximação ao experimental

em função das hipóteses utilizadas.

O circuito de refrigeração estudado consiste em um sistema de simples estágio com refrigerante R-12 para resfriamento de solução de etileno glicol 30 %, cuja a carga térmica é simulada com uma potência de aquecimento num reservatório, conforme esquema mostrado na Fig. 1. Hipóteses de simplificação do modelo são consideradas, tais como: coeficientes médios e fixos de transferência de calor (sabido que há alteração quanto avariação da vazão do fluido), homogeneidade nas condições das soluções, condições de saturação nas saídas do evaporador e condensador, expansão isoentálpica, eficiência volumétrica do compressor de 100 % (aproveitamento da energia útil recebida pelo sistema), controle da vazão do refrigerante pelo compressor e admissões globais em cada operação unitária (Marshall & James, 1975; Dossat, 1985; Melo et al., 1988 e Parreira & Parise, 1988)

A variável-resposta a ser avaliada é o C.O.P. (Coeficiente de Performance), calculado pela seguinte expressão:

$$C.O.P. = \frac{\Delta E_{ev}}{\Delta E_{cond} - \Delta E_{ev}} \quad (1)$$

onde: $\Delta E_{ev} = E_{ev_out} - E_{ev_in}$ e

$$\Delta E_{cond} = E_{cond_out} - E_{cond_in}$$

sendo : ΔE a variação de energia nos componentes (ev- evaporador e cond- condensador).

O modelo matemático constitui em um conjunto de equações diferenciais ordinárias e algébricas, incluindo equações de estado do refrigerante, segundo Cleland (1986), que descrevem os balanços de massa e energia sem a influência fluido-dinâmica nas operações unitárias (tubulação e trocadores de calor) do sistema, conforme esquema, Fig. 1 e ciclo termodinâmico, Fig. 2.

$$\frac{dT_{G1}}{dt} = \frac{1}{M_{Rigic_TANK} \cdot Cp_{Rigic}} \left[\dot{q}_0 + \dot{m}_{Rigic} \cdot Cp_{Rigic} \cdot (T_{G1} - T_{G1}) \right] \quad (2)$$

$$\frac{dT_{G2}}{dt} = \frac{1}{M_{Rigic_ev} \cdot Cp_{Rigic}} \left[-\dot{q}_{ev} + \dot{m}_{Rigic} \cdot Cp_{Rigic} \cdot (T_{G1} - T_{G2}) \right] \quad (3)$$

$$\frac{dh_6}{dt} = \frac{1}{\rho_6 \cdot V_{ev}} \left[\dot{q}_{ev} + \dot{m}_{ref} \cdot (h_5 - h_6) \right] \quad (4)$$

$$\frac{dT_{A2}}{dt} = \frac{1}{M_{Rigic_cond} \cdot Cp_{Rigic}} \left[\dot{q}_{cond} + \dot{m}_{Rigic} \cdot Cp_{Rigic} \cdot (T_{A1} - T_{A2}) \right] \quad (5)$$

$$\frac{dh_3}{dt} = \frac{1}{\rho_3 \cdot V_{cond}} \left[-\dot{q}_{cond} + \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_3) \right] \quad (6)$$

$$\frac{dT_4}{dt} = \frac{1}{M_{ref_liq_sub} \cdot Cp_{ref_liq_sub}} \left[-\dot{q}_{sub} + \dot{m}_{ref} \cdot Cp_{ref_liq_sub} \cdot (T_5 - T_4) \right] \quad (7)$$

$$\frac{dh_1}{dt} = \frac{1}{\rho_1 \cdot V_{vap_sub}} \left[\dot{q}_{sub} + \dot{m}_{ref} \cdot (h_6 - h_1) \right] \quad (8)$$

$$\dot{q}_{ev} = [U \cdot A]_{ev} \cdot DTML_{ev} \quad (9)$$

$$\dot{q}_{cond} = [U \cdot A]_{cond} \cdot DTML_{cond} \quad (10)$$

$$\dot{q}_{sub} = [U \cdot A]_{sub} \cdot DTML_{sub} \quad (11)$$

$$\Delta h_{comp} = h_2 - h_1 = \frac{c}{c-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{c-1}{c}} - 1 \right] \quad (12)$$

As propriedades termodinâmicas de refrigerante (R-12) dentro das faixas utilizadas, são avaliadas pelas correlações polinomiais propostas por Cleland (1986).

Autores como Singh & Ou-Yang (1994) justificam o uso da lógica de controle fuzzy com relação a outras, pois eles a consideram a mais fácil, melhor e a mais confiável lógica de controle, principalmente para sistemas não lineares, e ainda são mais enfáticos em afirmar que o controle fuzzy é comparável ao P.I.D. e melhor que o P.I., ainda considerando ser o de mais fácil implementação.

Devido a dificuldades encontradas na automação de processos, tais como a complexidade dos fenômenos simultâneos, modelagem matemática, precisão do modelo, tempo de atuação do controle pelos algoritmos, não linearidade de processos, condições variáveis com o tempo e conhecimento do processo, então o controle fuzzy torna-se conveniente em relação a outros, uma vez que possui as facilidades quanto a adequação da estratégia de controle humano, ao protocolo de controle, a simplicidade das leis de controle, a flexibilidade das variáveis lingüísticas com a precisão para implementação no computador.

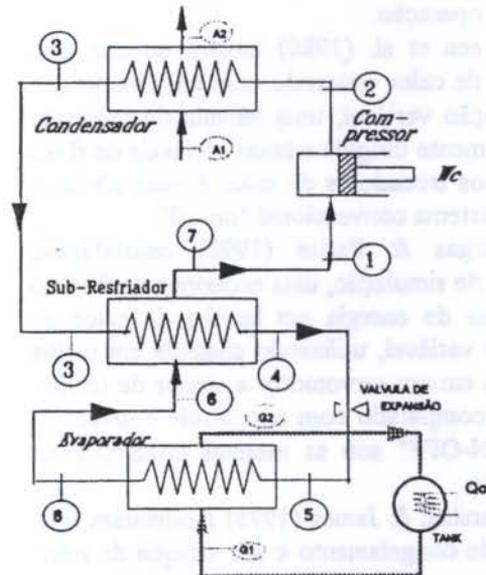


Figura 1: Esquema do sistema de refrigeração para resfriamento de líquido.

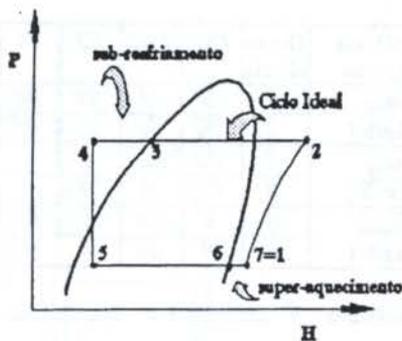


Figura 2 : Representação do ciclo termodinâmico no diagrama de Clayperon.

SISTEMA E CONTROLE NEBULOSOS

A teoria de conjuntos nebulosos e lógica nebulosa Zadeh (1965) podem ser utilizadas para descrição de modelos de controles para sistemas físicos, como feito para a lógica proporcional.

As variáveis de processos monitoradas possuem graus de pertinência no conjunto nebuloso [0, 1], das quais obter-se-á um valor defuzzyficado para atuação na variável de controle do processo de acordo com o grau de influência que esta provoca no sistema.

A principal fonte de conhecimento para construir o algoritmo de controle vem do protocolo de controle do operador humano. O protocolo consiste de um conjunto de condicionais (if / then), onde a primeira parte é chamada de antecedente (condições) e a segunda parte chamada de conseqüente, lida com uma ação (controle) a ser realizada. Assim, da mesma forma da estratégia humana, as regras nebulosas expressam como o controle deve ser realizado quando um certo estado do processo controlado é observado, a partir do conhecimento do operador do processo, por exemplo :

If E_1 and DE_1 then U_1 else
If E_2 and DE_2 then U_2 else

.....
If E_n and DE_n then U_n

A soma lógica é então " defuzzyficada " através de cálculo do centro de gravidade, resultando em um valor numérico de *output*.

Aplicações com o controle Fuzzy são controladas com alta velocidade nas atuações, minimizando os " *under* " e " *overshooting* " dos valores das variáveis estipuladas para estabilização (" *set-point* ").

A etapa de aquisição do conhecimento empírico do especialista sobre o processo, torna-se facilitada por expressões lingüísticas, podendo utilizar conceitos nebulosos. Com o uso destes conceitos, reduz-se o número de regras para descrever o controle do sistema, visto que não é necessária a descrição minuciosa do sistema.

MATERIAIS E MÉTODOS

O material utilizado no controle do processo de resfriamento de líquido com o sistema de refrigeração, é mostrado na Fig. 3 e possuem as seguintes funções :

PC-AT 486 : simular o processo (modelo matemático).

M.C.I. (Micro Controlador Industrial - Controlador Lógico Programável) : monitorar as variáveis e atuar sobre o processo, segundo a estratégia de controle previamente instalada em sua memória RAM.

PC-AT 386 : supervisionar e parametrizar on-line com o MCI.

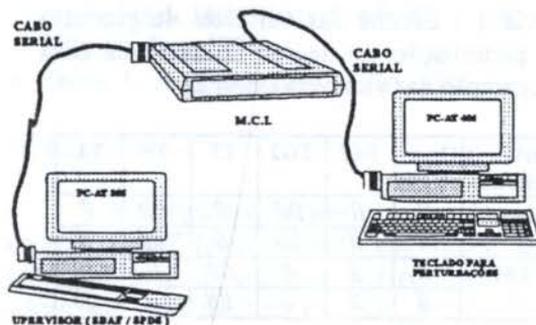


Figura 3 : Esquema da montagem do hardware para o controle do processo simulado.

METODOLOGIA

A proposição de uma metodologia, que possibilite a verificação da melhor estratégia de controle do processo de resfriamento de líquido com um sistema de refrigeração, é dada a seguir:

a) Histórico das variáveis do processo em regime dinâmico sob perturbações :

A verificação do comportamento das variáveis do processo submetido a perturbações externas, tais como a carga térmica (q_0) e temperatura de entrada da água no condensador (TAI), é importante para a definição da base de conhecimento.

Os efeitos de uma perturbação do tipo degrau de 25% da faixa de controle das variáveis TAI e q_0 , tanto positivo como negativamente, são mostrados na Tab. 1, simbolizando a variação das respectivas variáveis de processo em relação a seus crescimentos (sentido e intensidade).

A verificação do efeito das variáveis de processo, mediante uma variação em degrau das variáveis de controle [\dot{m}_{ref} (vazão mássica de refrigerante), \dot{m}_{ag} (vazão mássica de água), e \dot{m}_{eglic} (vazão mássica de etileno glicol)], nos limites mínimos e máximos de suas faixas, tanto positivo como negativamente às condições iniciais, possibilita organizar as formas de atuação para efetuar correções das variáveis de processo que tenham distanciados dos valores selecionados de set-point. Estes efeitos são mostrados na Tab. 2:

Tabela 1 : Efeitos das variáveis de processo sob perturbação em degrau de 25 % da faixa de operação das variáveis externas.

Variáveis externas	Ocorrência	TA2	TG2	T3	T6	T1
q_0	\uparrow	\uparrow	$\uparrow\uparrow$	\uparrow	$\uparrow\uparrow$	\uparrow
	\downarrow	\downarrow	$\downarrow\downarrow$	\downarrow	$\downarrow\downarrow$	\downarrow
TAI	\uparrow	\uparrow	\uparrow	$\uparrow\uparrow$	\uparrow	$\uparrow\uparrow$
	\downarrow	\downarrow	\downarrow	$\downarrow\downarrow$	\downarrow	$\downarrow\downarrow$

onde simboliza : \uparrow - aumento e \downarrow - decréscimo.

Tabela 2 : Efeito das variáveis de processo devido a atuações das variáveis de controle.

Variáveis externas	Ocorrência	TA2	TG2	T3	T6	T1
\dot{m}_{ref} [kg/h]	\uparrow	\uparrow	\downarrow	$\uparrow\uparrow$	$\downarrow\downarrow$	\downarrow
	\downarrow	$\downarrow\downarrow$	$\uparrow\uparrow$	$\downarrow\downarrow$	$\uparrow\uparrow$	\uparrow
\dot{m}_{ag} [kg/h]	\uparrow	$\downarrow\downarrow$	0	\downarrow	0	\downarrow
	\downarrow	$\uparrow\uparrow$	0	\uparrow	0	\uparrow
\dot{m}_{eglic} [kg/h]	\uparrow	\downarrow	$\uparrow\uparrow$	\uparrow	$\uparrow\uparrow$	\uparrow
	\downarrow	\uparrow	$\downarrow\downarrow$	\downarrow	$\downarrow\downarrow$	\downarrow

onde simboliza : \uparrow - aumento e \downarrow - decréscimo.

b) Seleção das funções de pertinência para as variáveis de processo e de controle :

As funções de pertinência selecionadas para cada variável são do tipo triangular relativas as faixas de operação.

c) Definição da base de regras nebulosas:

Uma vez obtidas as tendências e intensidades das variáveis de processo, devido as perturbações externas e atuações das variáveis de processo, propôs-se uma base de regras para a automação do processo com a lógica "inteligente", uma vez que a lógica fuzzy utiliza a mesma estrutura que um sistema especialista, a qual condiciona as atuações no processo, a fim de que mantenha as condições iniciais de simulação sob a perturbação imposta:

d) Fuzzyficação e Defuzzyficação : Dentre as estratégias de defuzzyficação, utilizou-se do centro de massa.

e) Testes de ensaios (simulações) com lógica fuzzy e on-off : Comparação dos resultados do controle do processo com perturbações em degrau das variáveis q_0 e TAI . Observa-se que as atuações das variáveis de controle são diretamente efetuadas sobre os valores das vazões mássicas das linhas de correntes.

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Para um mesmo sistema de refrigeração de resfriamento de líquido foram simulados diferentes lógicas de controle e então comparadas entre si.

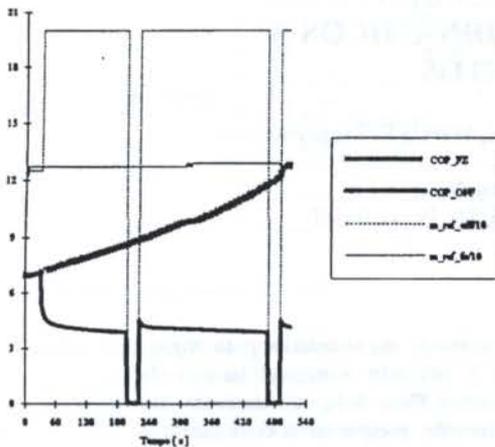


Figura 4 : Comparação do C.O.P. entre duas estratégias de controle (on-off e fuzzy) com perturbação de 70 em degrau de +7.500 kJ/h.

A simulação foi sempre iniciada em uma condição específica de processo, estável para o equilíbrio da carga térmica imposta.

A Fig. 4 mostra que o sistema de refrigeração controlado por lógica fuzzy resulta em melhor performance.

CONCLUSÃO

Verifica-se esta viabilização pela rapidez no controle global do processo, uma vez que a estratégia do controle convencional possui um tempo morto para a sua atuação local.

A possibilidade de modulação das variáveis de controle favorece o controle fuzzy em superioridade ao controle on-off em 25 % do valor do COP, ($COP_{fz} \approx 1,25.COP_{on-off}$), o qual referencia o aproveitamento da energia útil consumida no processo.

A estratégia fuzzy é mais rápida e mais suave na atuação das variáveis controle que a convencional (on-off).

O controle fuzzy possibilita atuar em mais de uma variável de controle, subsidiado em mais de uma variável de processo para controlar o mesmo set-point (MIMO = Multi-Input / Multi-Output).

O controle com lógica fuzzy mostrou-se melhor quanto aos resultados na eficiência do processo de refrigeração, porém necessitando

de uma maior instrumentação (sensores, atuadores e processador da lógica fuzzy).

BIBLIOGRAFIA

- Green, R. K. et al, "Performance of a Heat Pump Utilising Capacity Control", Israel Conference on Mech. Eng., Eaifa (1980).
- Vargas, J. V. C. & Parise, J. A. R. "Simulação em Regime Transiente do Controle em Malha Fechada de uma Bomba de Calor" . III Combrava , São Paulo,87-90, Fev., 1992.
- Marshall S.A. & James, R.W., "Dynamic analysis of an industrial refrigeration system to investigate capacity control" . Proc. Inst. Mech. Engrs., 189, 44/75, 437-445, 1975.
- Cleland, A.C. "Computer subroutines for rapid evaluation of refrigerant thermodynamic properties", Rev. int. Froid/Int. J. Refrig., GB., 9, n- 6, , 346-351, 1986.
- Dossat, R.J. "Princípios de Refrigeração", Ed. Hemmus, 1985.
- Melo, C. et al . "Dinamic behaviour of vapor compression refrigerator: a theoretical and experimental analysis" . Proc. 17th Int. Congr. Refrig., Vienna, 141-149, 1988.
- Parreira E. P. & Parise J. A. R., "Performance analysis of capacity control devices for heat pump reciprocating compressors". Proc. 1988 int. Compressor Eng. Conf., Purdue Univ., US., 2, 18-21, 505-510, 1988.
- Singh, R.K. & Ou-Yang, F. "Knowledge - Based Fuzzy Control of Aseptic Processing". Food Technology , vol. 48, n. 06 , 155-161, June 1994.
- Zadeh, L. A. "Fuzzy Sets", USA, 1965.

ABSTRACT

A comparison between two modes of control, on-off (conventional) and fuzzy, is presented here to define a control strategy which will yield the best thermodynamic efficiency (C.O.P.) of a dynamic model of a single stage refrigeration system for cooling liquid (chiller).

FERRAMENTA PARA TREINAMENTO EM CONTROLE DE SISTEMAS DINÂMICOS A EVENTOS DISCRETOS

Myrna Y. Kagohara, Cristina T. Motohashi, Márcia F. Tsugawa,
Paulo E. Miyagi

Departamento de Engenharia Mecânica - Mecatrônica
Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, Brasil

RESUMO

O sistema didático desenvolvido, o MFG Toolkit, consiste de um simulador para objetos de controle e um controlador. Nos dois sistemas é utilizada a mesma técnica de modelagem, o MFG/PFS (Mark Flow Graph/ Production Flow Schema), derivada das Redes de Petri, para especificar os algoritmos de controle, programar o controlador e visualizar o comportamento do objeto controlado.

INTRODUÇÃO

O ensino das técnicas de controle de Sistemas dinâmicos a Eventos Discretos (ou simplesmente SED) deve abordar suas características intrínsecas - paralelismo, concorrência e assincronismo (Cao 1990) (Reisig 1992) - bem como o estudo das diversas estratégias de controle a que podem ser aplicadas. Nesse sentido, é imperativa a utilização de ferramentas educacionais que possibilitem a concepção e a experimentação de algoritmos de controle portáteis, modulares e de fácil manutenção, de acordo com as mais modernas tendências de desenvolvimento do controle seqüencial. Adicionalmente, para que as técnicas de controle seqüencial sejam ensinadas em larga escala, é necessário que tal ferramenta educacional apresente alta portabilidade e baixo custo operacional.

Uma abordagem eficaz para o problema do controle de SED é a utilização das Redes de Petri e suas formas derivadas como ferramenta de modelagem. Entretanto, na maioria das ferramentas de software baseadas nas Redes de Petri para fins de modelagem, simulação e análise de SED, nota-se a existência de alguns inconvenientes, em sua maioria relacionados ao projeto de sistemas de controle de SED. Particularmente, são notáveis as dificuldades na representação da troca de sinais entre a planta controlada, o controlador e o supervisor do sistema ou o usuário (conforme explicado no próximo item).

Uma proposta para a solução deste problema é o uso da Metodologia Mark Flow Graph/Production Flow Schema (MFG/PFS), explicada mais adiante, que é baseada na teoria das Redes de Petri e foi originalmente concebida para o controle de SED

(Hasegawa 1988) (Miyagi 1988). A eficiência desta metodologia foi comprovada com a implementação do sistema de controle de várias plantas industriais, onde se confirmou a possibilidade de desenvolvimento de sistemas flexíveis de controle com alto grau de portabilidade, e de fácil manutenção. Assim, o MFG/PFS demonstra ser uma técnica eficaz para o ensino das características dos SED.

Tendo em vista possibilitar o treinamento em controle de SED através de uma abordagem mais adequada, foi desenvolvida uma ferramenta educacional para treinamento em controle de SED, chamada MFG Toolkit. Tal ferramenta é composta por dois programas aplicativos: um controlador e um simulador de SED, ambos baseados na técnica de modelagem MFG/PFS.

No próximo item são feitas algumas considerações sobre o controle de SED. O item seguinte explica a Metodologia MFG/PFS. Em seguida, a ferramenta implementada é explicada e então são feitas algumas considerações sobre nossa experiência com esta ferramenta didática.

SISTEMA DE CONTROLE DE SED

Um SED pode ser definido como um sistema dinâmico cujas transições de estado são dadas pela ocorrência de eventos pertencentes a um conjunto finito de eventos. Sistemas dessa natureza não podem ter seu comportamento dinâmico expresso satisfatoriamente por meio de equações diferenciais de variáveis contínuas (Ho 1989). Nesse sentido, identificam-se basicamente duas linhas de pesquisa:

1. As que buscam a aproximação dos SED aos modelos da Teoria de Controle, no domínio do tempo contínuo, permitindo a aplicação das técnicas já

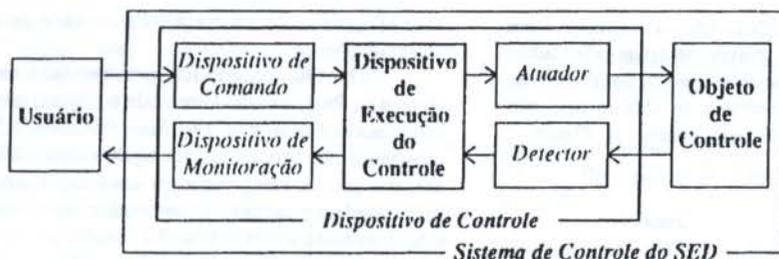


Figura 1 Sistema de Controle de SED

consolidadas para a realização do controle e para a otimização do modelo dos SED (Wiendahl 1994).

2. As que buscam uma nova forma de representação para os SED que respeite as intrincadas relações entre a ocorrência de eventos e a evolução do estado do sistema.

Neste trabalho, a abordagem dos SED e seu controle é feita segundo a segunda linha de pesquisa. Segundo ela, o *controle de um SED* é a sua condução através de uma seqüência de estados desejados, expressa por um *algoritmo de controle*. O *objeto de controle* é o sistema controlado, e *controlador* é o mecanismo que realiza a tarefa descrita e a composição desses dois elementos resulta em um *Sistema de Controle de SED* (Figura 1).

No caso de um controlador programável, esse algoritmo de controle pode ser alterado de acordo com a tarefa a ser realizada, ou com os parâmetros de desempenho desejados para a operação do sistema, dentre outros fatores. É, como em qualquer problema envolvendo Engenharia de Software, uma ferramenta de representação, ou *linguagem de controle* adequada deve ser escolhida para permitir a implementação dos algoritmos de controle. Quanto mais próxima a linguagem de controle for do raciocínio humano, mais fácil a elaboração de um *programa de controle* - a representação de um algoritmo de controle usando uma dada linguagem de controle. Por outro lado, quando se considera a execução do programa de controle em uma máquina real, composta por elementos mecânicos, elétricos e eletrônicos (*hardware*), quanto mais precisamente as relações entre esses elementos forem descritas, mais eficientemente será executado o programa de controle. O conflito entre o elemento humano e o *hardware* de controle torna a escolha de uma linguagem de controle razoavelmente complexa.

Um exemplo de uma linguagem de programação que procura conciliar as diferentes abordagens é o MFG/PFS (Mark Flow Graph / Production Flow Schema) (Miyagi 1988). Além de descrever precisamente os algoritmos de controle para um SED, um grafo MFG/PFS é um modelo poderoso que também descreve a estrutura e o comportamento dinâmico de um SED. A elaboração de tal modelo é feita com a aplicação da Metodologia MFG/PFS (descrita no próximo item).

METODOLOGIA MFG/PFS

Nesta metodologia, os sistemas são abordados em dois níveis distintos: no primeiro nível um modelo conceitual é obtido usando-se o PFS (Production Flow Schema), e então ele é refinado até a obtenção de um modelo funcional, usando o MFG (Mark Flow Graph). O modelo resultante é híbrido, preservando a descrição das atividades e descrevendo seus detalhes a nível funcional e operacional. Esse modelo MFG/PFS especifica o algoritmo de controle para o sistema de produção.

Adicionalmente, esse modelo pode ser usado na supervisão e monitoração, onde a representação dos estados é construída com as informações advindas da planta, ao invés de serem meramente simuladas por software. As características de cada um dos passos da metodologia MFG/PFS são explicadas nos itens abaixo, através da aplicação ao exemplo de SED dado pela Figura 2. Neste exemplo, uma peça é fixada a um pallet para ser usinada na máquina; após o processo, o conjunto peça+pallet é descarregado da máquina, e a peça é desmontada do pallet para que este esteja disponível para a usinagem de outra peça.

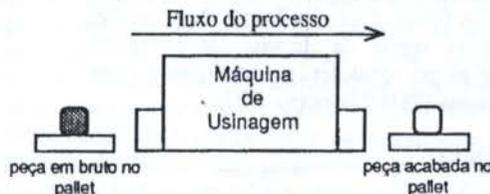


Figura 2 Exemplo de SED - Sistema de Fabricação

PFS - Production Flow Schema. O PFS descreve os fluxos de itens (materiais e informações) em um sistema e os tipos de atividades realizadas nesse sistema, bem como as inter-relações entre elas. O grafo resultante é um modelo conceitual do sistema (Hasegawa 1988) (Miyagi 1988).

Um grafo PFS é composto por um conjunto de elementos ativos, ou *atividades*, onde os itens que passam por eles são modificados, e um conjunto de elementos passivos, chamados de *elementos de*

distribuição. As atividades são conectadas aos elementos de distribuição através de *arcos orientados*. Dessa forma, fluxos *primários* e *secundários* são definidos. Além disso, elementos de mesmo tipo não podem ser conectados uns aos outros. A Figura 3 mostra esses elementos.

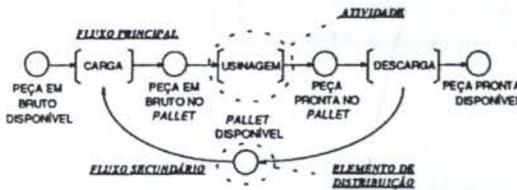


Figura 3 Exemplo de PFS do SED da Figura 2

MFG - Mark Flow Graph. O MFG é uma técnica derivada da teoria das Redes e Petri desenvolvida com o propósito de executar o controle de SED. Seus elementos estruturais são representados na Figura 4.

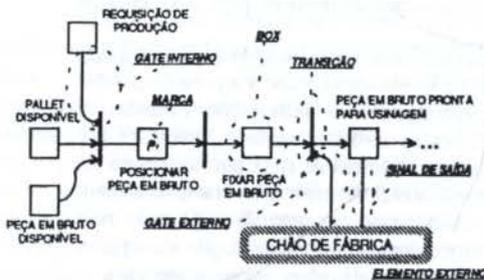


Figura 4 Exemplo de MFG - Detalhamento da atividade "Carga" do PFS da Figura 3.

O estado do grafo é definido pela distribuição de marcas nos boxes. Essa distribuição é alterada de acordo com as regras de disparo das transições, considerando as pré-condições, pós-condições e sinais de gates (Masuda 1981) (Hasegawa 1987).

O MFG TOOLKIT

O MFG Toolkit é uma ferramenta didática para o projeto e avaliação de algoritmos de controle de SED e para treinamento no projeto de sistemas de controle de SED. A estrutura do MFG Toolkit e sua relação como um sistema de controle de SED é dada pela Figura 5.

O sistema é composto por dois programas: *Controller*, que compila e executa algoritmos de controle descritos na linguagem de programação MFG/PFS, e *Simulator*, que simula o comportamento dinâmico do objeto de controle. Essa simulação é feita com a animação gráfica do objeto de controle, que é associada ao fluxo das marcas no MFG/PFS da planta.

Este MFG/PFS não é perceptível ao usuário do sistema de simulação.

O MFG Toolkit foi implementado usando a técnica de Programação Orientada a Objeto, através do compilador *Borland C++ For Windows*. Os dois programas são executados em equipamentos IBM PC-386 (ou compatíveis) distintos, conectados através de suas interfaces seriais. É necessário que ambas as máquinas tenham o Windows 3.1 instalado.

Tanto o *Controller* quanto o *Simulator* usam grafos MFG/PFS para a descrição do algoritmos de controle e da estrutura funcional da planta que está sendo controlada, respectivamente. Os grafos MFG/PFS

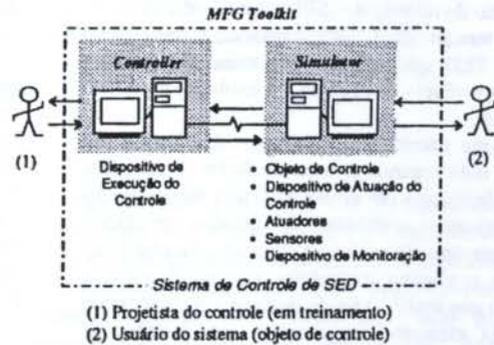


Figura 5 Arquitetura do MFG Toolkit

são fornecidos aos programas através de um arquivo texto que contém suas descrições em linguagem de programação MFG/PFS, e tais arquivos-texto são elaborados usando um editor de texto simples. Para descrições mais completas, veja Tsugawa (1994).

Controller. O *Controller* é um programa aplicativo capaz de controlar um objeto de controle genérico, como um controlador programável de uso comercial. Neste caso, a linguagem de programação MFG/PFS é usada para especificar os algoritmos de controle a serem executados.

O *Controller* comporta:

- 66 sinais de atuação (aos atuadores)
- 55 sinais de comandos (dos usuários)
- 84 sinais de detecção (dos sensores)
- 48 sinais de monitoração (aos usuários)

No MFG/PFS, esses sinais são trocados com as entidades externas ao *Controller* através de sinais de gates ou sinais de saída.

Simulator. A idéia básica do programa *Simulator* é a simulação de um sistema de elevadores em um edifício inteligente. O sistema pode simular até três (3) elevadores em um edifício de até oito (8) andares, incluindo o andar térreo. Esses parâmetros foram escolhidos segundo critérios de *visualização* do sistema na tela do computador e de nível mínimo de complexidade requerido por uma ferramenta didática dessa natureza.

Simulator tem uma interface com o usuário amigável e exibe uma animação gráfica do comportamento do elevador. O algoritmo de controle de um elevador, ou grupo de elevadores, deve ser carregado no *Controller* para que seja executado e simulado pelo *Simulator*.

Analisando o sistema completo, sua operação pode ser resumida como: o programa *Simulator* executa o MFG/PFS do objeto de controle e envia sinais e comandos do usuário (botão pressionado) ao *Controller*, de acordo com o estado em que o grafo de simulação estiver. Depois disso, ele recebe sinais de atuação (ligar/desligar motor) e sinais de monitoração (ligar/desligar lâmpadas) do *Controller* e os converte em animação gráfica.

COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

Neste trabalho, foi apresentada uma ferramenta didática para treinamento do projeto de sistemas de controle. Sua arquitetura, mostrada na Figura 5, torna fácil o uso com outros programas de simulação, ou mesmo para um objeto de controle real.

Esta ferramenta é baseada na Metodologia MFG/PFS, que fornece uma abordagem top-down para a modelagem de SED, além de permitir uma representação fácil de intertravamentos internos e externos em um sistema seqüencial. A linguagem de programação MFG/PFS (utilizada na programação do *Controller*), por herdar os níveis de abstração presentes na Metodologia MFG/PFS, é capaz de manter a estrutura conceitual de um SED em seu programa de controle. Isto traz o benefício de facilitar a manutenção de software e de maior legibilidade do programa, quando comparado ao caso da utilização de linguagens de programação de baixo nível.

Planos de trabalho futuro incluem a implementação de outros módulos de simulação que emulem outros tipos de SED como sistemas automatizados de produção e melhorias nos recursos de programação do *Controller*.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi parcialmente patrocinado por CNPq, CAPES, FAPESP e Projeto FlexSys, aos quais os autores expressam seus sinceros agradecimentos.

REFERÊNCIAS

- Cao, X.R.; Ho, Y.C.: "Models of Discrete Event Dynamic Systems", *IEEE Control Systems Magazine*, Jun. 1990
- Hasegawa, K. et al.: "Simulation of Discrete Event Production Systems Based on Mark Flow Graph", *System Science*, Vol. 13, nº 1-2, pp 105-121, 1987.
- Hasegawa, K.; Takahashi, K.; Miyagi, P.E.: "Application of the Mark Flow Graph to Represent

Discrete Event Production Systems and System Control", *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol.24, nº 1, pp 69-75, 1988.

- Ho, Y.C.: "Dynamics of Discrete Event Dynamic Systems", *Proceedings of IEEE*, Vol. 77, nº 1, pp 3-6, 1989.
- Masuda, R.; Hasegawa, K.: "Mark Flow Graph and its Application to Complex Sequential Control System", *Proceedings of 13 Hawaii International Conference on System Science*, Honolulu, pp 194-203, 1981.
- Miyagi, P.E., Hasegawa, K., Takahashi, K.: "A Programming Language for Discrete Event Production Systems Based on Production Flow Schema and Mark Flow Graph", *Transactions of The Society of Instrument and Control Engineers*, Vol. 24, nº 2, pp 183-190, 1988.
- Reisig, W.: *A Primer in Petri Net Design*, Berlin Heidelberg, Springer-Verlag, 1992.
- Tsugawa, M.F., Miyagi, P.E.: "Ferramenta de Análise de Controladores para Sistemas de Eventos Discretos", Monografias do Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 1995.
- Wiendahl, H.P., Petermann, D.: "Production Planning and Control on the Basis of Control Theory". In *IFIP Transactions on Production Management Methods*, Vol. B, nº 19, pp 109-116, North Holland, 1994.

Abstract

The MFG Toolkit is a didactic system which consists of a DES simulator for control objects and a DES controller. Both systems are based on the same modeling tool, MFG/PFS (Mark Flow Graph/ Production Flow Schema), derived from Petri Nets. This modeling tool is the keystone of the MFG/PFS Methodology which is effective in the specification of control algorithms, the programming of DES controllers and in the behavioral description of the control object.

IDENTIFICACIÓN Y CONTROL ROBUSTO APLICADOS A UN SISTEMA MECÁNICO FLEXIBLE

Dario H. Baldelli - Depto de Ingeniería Aeronáutica
Facultad Regional Haedo - Universidad Tecnológica Nacional - Argentina
Eduardo D. Carceller - Martín M. Caamaño - Depto Ingeniería Electrónica
Facultad de Ingeniería - Universidad de Buenos Aires - Argentina

RESUMEN

Un esquema integral de identificación y control robusto aplicable a estructuras flexibles es presentado en este trabajo. El algoritmo de identificación se caracteriza por una estructura de 2 etapas, mediante la utilización de la transformada discreta de Fourier inversa, cierta función de atenuación y la resolución de un problema de aproximación. El resultado de este esquema es un controlador diseñado por μ -síntesis, que estabiliza a la familia de plantas identificadas, satisfaciendo al mismo tiempo un dado criterio de performance.

INTRODUCCIÓN

En este trabajo se ha adoptado un procedimiento de identificación determinístico de peor caso en el cual, a diferencia de los métodos estocásticos tradicionales, no existe ninguna consideración con respecto a la estructura y al orden del modelo. En su lugar, ciertas hipótesis sobre las clases de sistemas y de ruidos a las que pertenece el sistema real (*información a priori*), así como también sobre las muestras de su respuesta en frecuencia (*información a posteriori*), son consideradas.

De la fase de identificación resulta una familia de plantas, generadas a partir de un modelo nominal identificado y una cota de incertidumbre de peor caso. La incertidumbre en la planta se debe a la parcialidad y a la corrupción de las muestras del sistema físico a identificar. La primera causa está referida al conocimiento incompleto sobre la misma, debido a que solo se dispone de un conjunto finito de muestras, mientras que la segunda está relacionada con el ruido de medición que estas poseen.

Dado que la cota de incertidumbre es medida en norma H_∞ , el método de identificación propuesto es adecuado para ser usado conjuntamente con técnicas de diseño de control robusto, generando así un esquema integral de identificación y control.

En este trabajo se ha realizado la identificación robusta de una estructura flexible, caracterizada por una viga mecánica, a partir de muestras con ruido de la respuesta en frecuencia de la misma. El resultado de este esquema integral, es un controlador obtenido mediante μ -síntesis que satisface ciertas condiciones de estabilidad y performance robusta para la familia de plantas identificadas. Esta última propiedad se define como el rechazo de familias de perturbaciones de energía acotada de baja frecuencia a la salida de la planta.

IDENTIFICACIÓN ROBUSTA

El problema de la identificación robusta de sistemas continuos fue investigado por Helmicki, A., J., et al (1992), continuando los trabajos iniciales realizados en el

dominio discreto por los mismos autores (Helmicki, A., J., et al (1991)). Siguiendo el planteo de Akçay, H., et al (1993), el problema de la identificación robusta se define como:

- Dados un número finito de muestras con ruido de la respuesta en frecuencias del sistema real a identificar, esto es,

$$E_k^N(\hat{h}, \hat{\eta}) := \hat{h}(j\omega_k) + \hat{\eta}_k,$$

$$\omega_k = \lambda \tan \frac{\pi(k-1)}{2N}, \quad k = 1, 2, \dots, N \quad (1)$$

donde

$$\hat{\eta} \in B_N(\epsilon) := \left\{ (\hat{\eta}_1, \dots, \hat{\eta}_N) \in \mathbb{C}^N : |\hat{\eta}_k| \leq \epsilon, \right. \\ \left. k = 1, 2, \dots, N \right\} \quad (2)$$

y siendo la cota, $0 < \epsilon < \infty$, sobre el nivel de ruido de medición conocida.

- Encontrar un algoritmo que transforme las muestras dadas en un modelo identificado $\hat{h}_{id}^N(s)$ de forma tal que el error de identificación de peor caso tienda a cero a medida que la parcialidad y corrupción de la información *a priori* y *a posteriori* tiendan simultáneamente al valor nulo.

Dado que la identificación de una planta continua se encuentra relacionada con su simil discreta, a través de la isometría definida entre $\hat{h}(s)$ y $\hat{h}_d(z)$ inducida por la transformación bilineal $s = \lambda(1-z)/(1+z)$, con $\lambda > 0$, entonces para cada punto $s = j\omega_k$ sobre el eje imaginario del plano "s", le corresponde el punto $z = e^{j\theta_k}$ sobre el círculo unitario del plano "z", con $\theta_k = 2 \arctan(\omega_k/\lambda)$. En consecuencia las muestras con ruido de la respuesta en frecuencia del sistema continuo corresponden a las muestras de la respuesta en frecuencia discreta de $\hat{h}_d(z_k)$ evaluadas en $z_k = e^{j\theta_k} = e^{j\pi(k-1)/N}$, con $k = 1, 2, \dots, N$, siendo N el número de muestras discretas seleccionadas.

Estructura del Algoritmo. El algoritmo de identificación esta caracterizado por una estructura de dos etapas. En la primera etapa, N muestras con ruido de medición de la respuesta en frecuencia de una planta estable son transformadas en una aproximación L_∞ de la misma. Esta aproximación resulta de tomar la transformada Discreta de Fourier inversa de las muestras experimentales y luego multiplicar las mismas por una función de atenuación (window function) a los efectos de asegurar la convergencia del algoritmo. En una segunda etapa, la aproximación L_∞ es transformada en una aproximación H_∞ (función de transferencia estable, real y racional) de la planta a identificar. Esta última aproximación se obtiene al resolver el problema de Nehari, que evalúa la mejor aproximación analítica (H_∞), a una función no analítica (L_∞). El problema de identificación robusta se formula de la siguiente forma:

Primera Etapa: Sea $w_{n,k}$, $-n \leq k \leq n$, una dada secuencia de factores de atenuación, y se define al modelo preidentificado \hat{h}_{pl}^N como,

$$\hat{h}_{pl}^N = \sum_{k=-n}^n w_{n,k} \tilde{h}_k^N \left(\frac{\lambda-s}{\lambda+s} \right)^k \quad (3)$$

siendo

$$\tilde{h}_k^N = \frac{1}{2N} \sum_{i=0}^{2N-1} E_i^N(\hat{h}, \hat{\eta}) e^{-j \frac{2\pi}{2N} ik}, \quad k = 0, 1, \dots, N \quad (4)$$

la transformada discreta de Fourier inversa de $2N$ puntos de $E^N(\hat{h}, \hat{\eta})$.

Segunda Etapa: El modelo identificado resulta ser

$$\hat{h}_{id}^N = \arg \min \left\{ \left\| \hat{h}_{pl}^N - \hat{f} \right\|_\infty : \hat{f} \in H_\infty \right\} \quad (5)$$

El modelo identificado en la ecuación anterior es obtenido como la solución a un problema de optimización no lineal. Asimismo, en caso de que la norma H_∞ de la parte anticausal del modelo preidentificado sea pequeña el algoritmo no lineal puede ser reemplazado por uno lineal, resultando:

$$\hat{h}_{id}^N = \sum_{k=0}^n w_{n,k} \tilde{h}_k^N \left(\frac{\lambda-s}{\lambda+s} \right)^k \quad (6)$$

De entre las diversas ventanas que garantizan la convergencia robusta del algoritmo de identificación, se ha elegido una de perfil trapezoidal. Cabe agregar, que el error de identificación de peor caso se encuentra fuertemente relacionado con la secuencia de ponderación elegida en la primera etapa del proceso de identificación robusta.

FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

La información *a posteriori* de la planta consiste en una matriz conteniendo la información sobre tres vectores de datos con diez mil registros de su respuesta en frecuencia en c/u de ellos, así como también la ubicación de los mismos sobre el eje $j\omega$. Para este caso de análisis se cuenta con la información adicional de que la planta posee una parte inestable, correspondiente a un modo rígido de desplazamiento de la viga de valor k/s^2 con $k=1/92$, la cual es eliminada de los datos *a posteriori* a fin de poder identificar solo su parte estable. Asimismo, se conoce que el ruido de medición tiene una cota superior de valor $\varepsilon = 8 \times 10^{-5}$.

A los efectos de aprovechar al máximo la información *a posteriori* disponible se han combinado los datos de todas las muestras a fin de obtener un solo vector de muestras centrales y una nueva cota de ruido de medición, debiendo resultar esta última menor que la previamente definida. Para calcular la nueva cota de ruido se tuvo en cuenta que, a cada frecuencia, se definen tres discos en el plano complejo. Cada uno de ellos queda definido por el valor de la muestra (centro) y por la cota máxima de ruido (radio). Asumimos que la información *a priori* y la información *a posteriori* son consistentes, por lo tanto el valor real de la muestra con ruido de la planta desconocida para cada frecuencia disponible se encuentra dentro de la intersección de estos tres discos. En consecuencia, se determino el radio mínimo tal que, el disco centrado en la muestra central correspondiente, incluya al área definida por la intersección de los tres discos originales. La nueva cota máxima de ruido se definió como el mayor de estos radios, obteniéndose un $\varepsilon = 7.89 \times 10^{-3}$.

Del total de 10.000 muestras centrales obtenidas de la respuesta en frecuencia del sistema continuo se han seleccionado solamente 2048 valores discretos distribuidos uniformemente sobre el círculo unitario. Una constante $\lambda = 6$, fue seleccionada de forma tal de ubicar la mayor parte de los valores discretos dentro del ancho de banda de interés. El modelo preidentificado \hat{h}_{pl}^N , surge luego de multiplicar la transformada discreta de Fourier inversa de las muestras centrales (los coeficientes de su respuesta impulsiva), por los factores de atenuación de la ventana de perfil trapezoidal. La misma se define como,

$$w_{n,k} = \begin{cases} 1 & 0 \leq k \leq 2m \\ \frac{(n+m-k)}{(n-m)} & 2m \leq k \leq n+m \\ 1 + \frac{k}{(n-m)} & m-n \leq k \leq 0 \\ 0 & \text{en cualquier otra parte} \end{cases}$$

seleccionando, para este caso de estudio, los parámetros $n=256$ y $m=242$. Estos valores presentan un compromiso entre la información extraída de las muestras discretas seleccionadas y el tiempo de procesamiento de esta información. La información extraída fue evaluada en base al error de comparación entre las muestras con ruido originales (datos del problema) y las que resultan de

evaluar al modelo preidentificado a las mismas frecuencias. Este perfil de ventana brinda la posibilidad de un compromiso entre el error de aproximación, que surge al identificar un conjunto de muestras con ausencia de ruido de medición, y el error por ruido, que surge de identificar la planta nula (Gu, G. y Khargonekar, P. (1992)). Es de hacer notar que $m/n = 0.95$ implica una ventana casi rectangular, debido a lo cual la reducción del error por aproximación resultó más significativa que la debida al error por ruido de medición.

Hasta aquí se ha obtenido la aproximación L_∞ de la planta a identificar. Aproximar esta planta de manera óptima en H_∞ , requiere resolver el problema de Nehari, esto es, obtener la mejor aproximación analítica a una función no analítica. La distancia entre estas dos funciones es la norma Hankel de la función no analítica, la que fue evaluada y resultó igual a 2.15×10^{-3} . Otra aproximación posible de una función no causal (analítica + no analítica) por medio de una causal (analítica), resulta de descartar directamente la parte anticausal (no analítica). Para medir el error introducido de esta manera, se calculó la norma H_∞ de la parte anticausal con el siguiente resultado: 3.56×10^{-5} . Como se puede deducir de los valores expuestos, el error es similar en ambos casos. En consecuencia, se optó por la segunda alternativa ya que el modelo identificado obtenido vía Nehari, tiene una cantidad de estados igual al doble de los que tiene el resultante de la aproximación lineal.

Finalizada la identificación del modelo, se obtuvo una realización balanceada de "n" estados, la que fue reducida a solamente cuatro. A continuación se calculó la respuesta en frecuencia del modelo identificado, a las frecuencias correspondientes a los datos originales, para hallar la diferencia con estos. La norma H_∞ de esta diferencia se tomó como error de identificación de peor caso, y dio por resultado 4.49×10^{-4} . Es de resaltar que este valor resulta ser inferior al generado a partir de las cotas de error garantizadas a priori por el algoritmo de 2 etapas. En la figura 1 se gráfica tanto la magnitud del modelo identificado sobre los datos originales, así como la de la diferencia entre ambos.

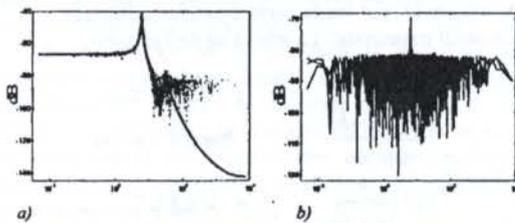


figura 1 - a) Magnitud del modelo identificado sobre los datos originales.
b) Error total del algoritmo de identificación

CONTROL ROBUSTO

En esta fase se desea diseñar un controlador mediante μ -síntesis para la planta completa, compuesta por el modo rígido (parte inestable) y los 2 modos elásticos previamente identificados (parte estable). El objetivo es

lograr condiciones de estabilidad y performance robusta para la familia de plantas identificadas. Esta última propiedad se define como el rechazo de perturbaciones de energía acotada de baja frecuencia a la salida de la planta.

Hemos adoptado una descripción de la incertidumbre de tipo multiplicativa, obtenida en base al error de identificación de peor caso. La misma nos da una clara indicación del máximo ancho de banda que la transferencia del sistema a lazo cerrado puede aspirar.

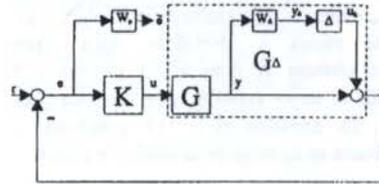


figura 2 - Familia de Plantas G_Δ y Peso de Performance W_p

El diagrama en bloques de la figura 2 muestra la configuración del sistema de control, representándose la familia de plantas identificadas, el controlador, y el peso de performance. Estos elementos son combinados para formar la interconexión general, $P(s)$, requerida en la formulación del problema de control. La matriz $P(s)$ se encuentra particionada de la siguiente forma,

$$P(s) = \begin{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ -W_p(s) & W_p(s) \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} W_\Delta(s)G(s) \\ -W_p(s)G(s) \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} -I & I \end{bmatrix} & \begin{bmatrix} -G(s) \end{bmatrix} \end{bmatrix} \quad (7)$$

El problema de performance robusta para el sistema con incertidumbre global es equivalente a la estabilidad robusta de un sistema con incertidumbre estructurada (Doyle J., (1982)). La condición a satisfacer, se plantea en función del valor singular estructurado, $\mu_\Delta[\cdot]$, de la nueva estructura de incertidumbre " $\tilde{\Delta}$ ". Esta resulta ser,

$$\mu_\Delta[M(s)] < 1, \quad \text{con } \tilde{\Delta} = \begin{bmatrix} \Delta & 0 \\ 0 & \Delta_* \end{bmatrix},$$

$$\text{y } \|\Delta\|_\infty \leq 1, \quad \|\Delta_*\|_\infty \leq 1 \quad (8)$$

donde:

$$M(s) = \begin{bmatrix} -W_\Delta(s)T_0(s) & W_\Delta(s)T_0(s) \\ -W_p(s)S_0(s) & W_p(s)S_0(s) \end{bmatrix} \quad (9)$$

siendo $S_0(s)$ la función de sensibilidad del lazo, $T_0(s)$ su complemento y Δ_* el bloque de incertidumbre adicional de "performance" respectivamente. Los pesos de incertidumbre multiplicativa y performance elegidos fueron,

$$W_p(s) = 6.4 \times 10^{-13} \frac{s^2 + 1.4 \times 10^6 s + 1 \times 10^{12}}{s^2 + 1.1 \times 10^{-2} s + 6.4 \times 10^5} \quad (10)$$

$$W_{\Delta}(s) = \frac{2.5 \times 10^4 s^2 (s^2 + 10s + 25)}{s^4 + 1.8 \times 10^3 s^3 + 4.2 \times 10^5 s^2 + 2.3 \times 10^5 s + 6.2 \times 10^5} \quad (11)$$

Dado que $\mu_{\tilde{\Delta}}[\cdot]$ no puede ser evaluado directamente, una cota superior es calculada mediante un proceso iterativo denominado "iteración D-K" (Safonov, M.G., (1990)). Esta cota se define como:

$$\mu_{\tilde{\Delta}}[M(s)] \leq \inf_D \min_K \|D(s)M(s)D(s)^{-1}\|_{\infty} \quad (12)$$

donde D tiene una estructura similar a $\tilde{\Delta}$. Luego de dos iteraciones del método descrito, se diseñó un controlador de 16 estados. Conservando los estados más controlables/observables de su realización balanceada se obtuvo un controlador reducido de 8 estados que verificó satisfactoriamente la condición de performance robusta. En la figura 3 puede observarse el cumplimiento de dicha condición.

Performance Robusta (PR), Estabilidad Robusta (ER), Performance Nominal (PN).

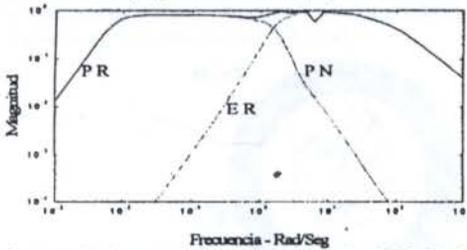


figura 3 - Performance Nominal, Robusta y Estabilidad Robusta

Finalmente, el controlador reducido fue verificado con la dinámica simulada mediante la función de transferencia de la viga mecánica flexible, (obtenida a partir de un sistema de ecuaciones diferenciales en derivadas parciales, con condiciones de borde apropiadas). Los puntos de control (actuador), y de medición (sensor) son coincidentes, configurando un sistema de fase mínima.

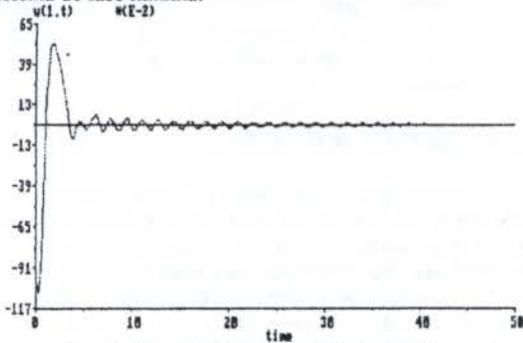


figura 4 - Respuesta del extremo de la viga flexible sujeta a condiciones iniciales no nulas

El objetivo es llevar a cero la respuesta del sistema controlado, excitado por condiciones iniciales no nulas (problema de regulación). La figura 4 muestra el comportamiento temporal de uno de los extremos de la viga mecánica flexible sujeta a la acción del controlador, de la que puede inferirse un tiempo de establecimiento de aproximadamente 10 segundos hasta alcanzar la referencia.

REFERENCIAS

- Akçay, H., Gu, G., and Khargonekar, P., "A Class of Algorithms for Identification in H_{∞} : Continuous-Time Case", *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 38, No 2, February 1993.
- Doyle, J., "Analysis of Feedback Systems with Structured Uncertainty", *IEE Proc.*, Vol. 29 pt. D, No 6, 1982.
- Gu, G., and Khargonekar, P., "A Class of algorithms for Identification in H_{∞} ", *Automatica*, vol. 28 No 2, pp. 299-312, 1992.
- Helmicki, A., Jacobson, C. A., and Nett, C. N., "Worst-Case/Deterministic Identification in H_{∞} : The Continuous-Time Case", *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 37, No 5, pp. 604-610, 1992.
- Helmicki, A., Jacobson, C. A., and Nett, C. N., "Control Oriented System Identification: A Worst-Case/Deterministic Approach in H_{∞} ", *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol. 36, No 10, October 1991.
- Safonov, M. G., "Future directions in H_{∞} robust control theory" *11th IFAC-Congress Tallinn*, Vol. 5, pp. 147-151, 1990.

AGRADECIMIENTOS

Los autores desean agradecer al Dr. Ricardo S. Sánchez Peña y al Ing. Pablo Parrilo por las inestimables sugerencias recibidas durante la realización de este trabajo. Cabe agregar que el mismo se originó durante el curso "Control Robusto", que ambos docentes dictan en el Depto de Ing. Electrónica de la Facultad de Ingeniería - Universidad de Buenos Aires.

ABSTRACT

An integral framework for robust identification and control of flexible structures is presented in this work. The identification algorithm is characterized by a two-stages structure, using the inverse discrete Fourier transform, certain attenuation function and solving an approximation problem. The output of this framework is a controller designed by μ -synthesis, which stabilizes the identified family of plants, while satisfying a given performance criteria for all of them.

MEDIDA DEL PAR DE FRENADA EN RUEDA DE UN VEHÍCULO

Dr. Díaz, Vicente - Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad Carlos III de Madrid - España.

Prof. Velasco, Emilio - Universidad Carlos III de Madrid - España.

Sr. Abecasin Daniel - Universidad Politécnica de Madrid - España.

RESUMEN

En este artículo se describe un dispositivo para medir el par de frenada de las ruedas del eje delantero de un vehículo. Utilizando técnicas extensométricas, se instrumenta el pasador que ancla la pinza de un freno de disco a la mangueta de la rueda, y sobre el que ésta ejerce el esfuerzo de frenada. Mediante relaciones dinámicas y geométricas se puede deducir de las mediciones obtenidas la fuerza y, por tanto, el par que se ejerce en el contacto pastilla - disco.

INTRODUCCIÓN

La medida directa del par de frenada en rueda de un vehículo puede ser una herramienta muy útil para sistemas que requieran de información acerca de las condiciones de frenada para su operación. Tal es el caso de diversos sistemas de antibloqueo de frenos, reparto óptimo de fuerzas de frenada, diagnóstico del estado del sistema de frenos etc. Las aplicaciones de un sistema de estas características no se limitan solamente a esto, sino que además puede ser un útil sustitutivo de los sistemas convencionales de medida por frenómetro, ampliamente utilizados en estaciones de ITV, laboratorios, etc., puesto que no requeriría el desplazamiento del vehículo al taller, constituyendo un importante método de diagnóstico y medida. Otra posible aplicación del mismo es la calibración de los mencionados frenómetros estáticos de forma cómoda con sólo trasladar el vehículo al lugar apropiado. Por último puede ser una valiosa herramienta de diagnóstico para el comportamiento de vehículos antes de su lanzamiento al mercado para evitar posibles fallos, e inclusive podría pensarse en una instalación de serie, con el fin de informar al conductor acerca de posibles desequilibrios en los frenos, o desgaste de pastillas.

Uno de los problemas con los que se enfrenta un método de cálculo del par de frenada, es el gran número de variables del que éste depende. Podemos citar como más significativas las siguientes:

- La presión en el circuito hidráulico
- La carga que soporta la rueda
- El coeficiente de adherencia pastilla - disco de freno
- El coeficiente de adherencia neumático - calzada
- El esfuerzo lateral a que es sometida la rueda
- etc.

Se comprende que al tratarse de un sistema de tan vital importancia para la seguridad, se hayan desarrollado diferentes métodos de medida. Ante la dificultad que introduce el control de las variables citadas, estos métodos optan por considerar solamente algunas de ellas, introduciendo errores con ello.

Como se ha dicho, un sistema muy generalizado para medir el par de frenada es el del frenómetro. En este caso, se sitúan las ruedas del eje del vehículo sobre unos rodillos estáticos (véase figura 1) que giran moviendo el eje con ellos. En un momento prefijado, se acciona el sistema de frenos del

vehículo, y mediante un dinamómetro se determina el par resistente que se opone al movimiento de los rodillos. La gran ventaja de este método es que al ser un dispositivo externo al vehículo, resulta válido para todos los modelos sin requerir modificación alguna en éstos. Otra ventaja es que evalúa el par que se produce directamente en el contacto con el neumático, lo cual como veremos es muy conveniente.

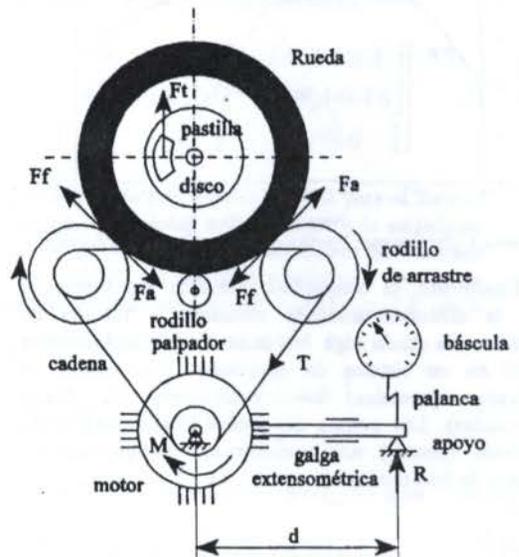


Figura 1: Esquema de un frenómetro

Sin embargo tiene desventajas asimismo importantes, como son el alto coste inicial del sistema, la imposibilidad material de desplazarlo, el que los rodillos con su masa y características de elasticidad e inercia, distorsionan la medida, el hecho de que el contacto entre neumático y rodillo no tiene las mismas características que con la calzada, y por último el que al ser el ensayo estático, no se simulan las condiciones reales del vehículo en circulación, como son transferencia de carga, resistencia aerodinámica, estado de la calzada etc.

En definitiva resulta un método fácil de aplicar a cualquier vehículo y cuyo coste no es inconveniente para grandes instalaciones, pero cuyas mediciones no son válidas para obtener información precisa en condiciones de marcha.

Un método alternativo al anterior se basa en un desarrollo teórico del cálculo de la fuerza de frenada. Para este desarrollo se emplea el modelo descrito en la figura 2.

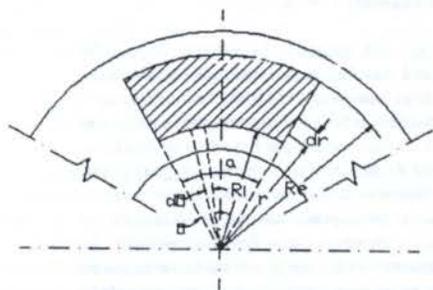


Figura 2: Esquema de una pastilla de freno

La ecuación (1) relaciona la presión que se ejerce en la superficie de cada pastilla con la presión hidráulica en el circuito de frenos, mientras que la ecuación (2) muestra la relación entre el par que se produce en cada rueda por la acción de la presión sobre las pastillas, y esta última.

$$p = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot p_h}{2 \cdot \alpha \cdot (R_e^2 - R_i^2)} \quad (1)$$

$$N_{disco} = \frac{2 \cdot \alpha \cdot \mu \cdot p \cdot (R_e^3 - R_i^3)}{3} \quad (2)$$

De estas dos ecuaciones se obtiene un valor teórico del par de frenada a partir del valor de la presión hidráulica. Con sólo medir esta última se tiene una estimación del par buscado. La ventaja de este método es su sencillez, pero tiene graves inconvenientes, como son la aproximación del desarrollo de las expresiones teóricas (no se tiene en cuenta ningún tipo de pérdidas, variaciones de funcionamiento, dilatación de las tuberías etc.), el no tener en cuenta la influencia del neumático, y sobre todo el cálculo del valor del coeficiente de rozamiento pastilla-disco. Este valor depende de diversos factores, el más importante de los cuales es la temperatura, muy variable en ese entorno. Se puede establecer mediante ensayos una correspondencia entre distintas temperaturas y valores de dicho coeficiente, pero esto implica la realización de estos ensayos con sus costes, dificultades e incertidumbres, lo que contrarresta en gran parte la sencillez del sistema, aparte de que da valores válidos sólo en las condiciones de los ensayos e ignora influencia de otros factores como son la humedad, suciedad, alabeo de superficies etc. El método alternativo que aquí se describe elimina gran parte de los inconvenientes señalados anteriormente, constituyendo un método más eficaz para alcanzar los propósitos buscados.

DETERMINACIÓN TEÓRICA DEL PAR DE FRENADA

Para el desarrollo del método, es necesario en primer

lugar efectuar un cálculo aproximado de las sollicitaciones que soportan los frenos en un uso normal. Con este valor será posible dimensionar los componentes del sistema, así como efectuar unos cálculos previos para comprobar no sólo que las medidas que nuestro sistema va a poder tomar medidas fiables, sino además que la instalación del mismo no va a perjudicar el funcionamiento del sistema de frenos en ningún aspecto.

Para realizar estos cálculos, se plantea el equilibrio dinámico de pares en la rueda de un vehículo de 1000 kg de masa, 2,5 m de batalla circulando en llano, obteniéndose un valor de la fuerza de frenada en función de la carga dinámica vertical que hay sobre la rueda durante la frenada. Efectuando los cálculos pertinentes, se obtiene una fuerza sobre las pastillas de una rueda delantera de aproximadamente 1900 N en una deceleración de severidad intermedia.

DESCRIPCIÓN DEL MÉTODO DE MEDIDA PROPUESTO

La idea sobre la que se basa este método es instrumentar directamente un elemento de la pinza de freno del vehículo para medir en él las fuerzas que se generan en la frenada. En primer lugar es necesario, pues, estudiar qué tipos de pinzas se comercializan en el mercado, ya que se pretende que este método, que por el momento será instalado en fase experimental, tenga un campo de aplicación potencial en el mercado lo más amplio posible. Por tanto debe buscarse una pieza para instrumentar lo más común posible a los vehículos y cuyo diseño varíe poco entre distintos modelos, y que a la vez resulte factible su instrumentación sin excesivas complicaciones. Una vez elegida la misma, se efectúa un estudio previo, con las sollicitaciones calculadas en el apartado anterior, del comportamiento del sistema al instrumentarlo, y se comprueba que el método es aplicable con ciertas garantías de éxito. Con esta información se elige definitivamente el método de instrumentación y la forma de aplicarlo.

Tipos de pinzas y pieza a instrumentar. Tras un exhaustivo estudio de los diversos sistemas de pinzas de freno existentes en el mercado, se puede decir que los más usuales son los siguientes:

- Pinza fija o de doble acción - Aquí la pinza va sujeta rigidamente a la mangueta de la rueda, por lo que permanece fija durante la frenada. La acción de frenado se ejerce mediante dos pistones, uno actuando sobre cada pastilla en una cara del disco (figura 3a).
- Pinza oscilante - En este sistema la pinza va sujeta con un perno que sirve de eje de giro. Se ejerce fuerza sobre una sola pastilla, que al contactar con el disco, por la reacción, hace que la pinza oscile y presione el disco con la otra pastilla también (figura 3b).
- Pinza deslizante - Es un sistema móvil igual que el anterior, pero aquí la pinza en lugar de girar por efecto de la reacción, desliza a lo largo de un pasador para presionar al disco. Existen algunas variantes dentro de este método (Girling ...) pero todas comparten la base de funcionamiento descrita. Es el sistema más aplicado con diferencia, y será en el que nos centremos (figura 3c).

La cuestión con la que nos enfrentamos es dónde está la reacción al par de frenada. Debido a la complejidad del comportamiento de la rueda, se hace muy difícil estudiar el par en ese punto, por lo que se pasa a medir el par en llanta. Este par coincide prácticamente con el que se mide en el disco de freno, dada la rigidez de estos elementos. El problema surge aquí debido a las altas temperaturas existentes en el disco, a que el posicionamiento del sistema de medida está muy limitado para no interferir con el funcionamiento de los frenos y a que el disco es un elemento muy rígido en el que es complicado medir.

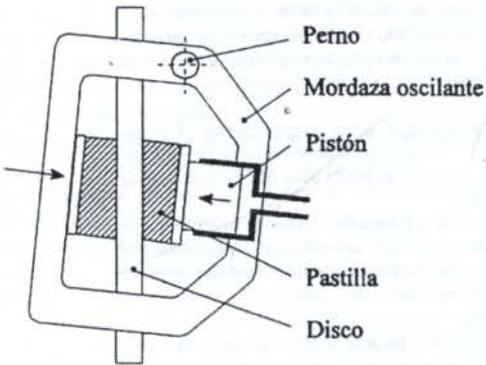
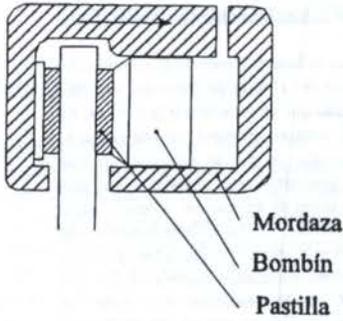
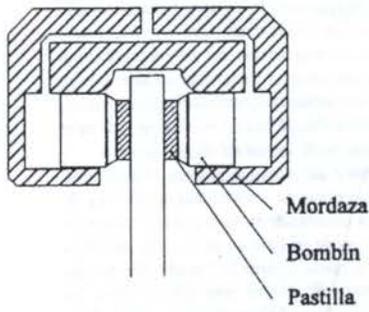


Figura 3 a, b y c: Tipos de pinza

Otro punto donde se transmite el par de frenada es en el contacto pastilla - disco, pero debido a las altas temperaturas que allí se alcanzan y a la interferencia con el funcionamiento de las superficies de fricción resulta muy difícil la medida en la pastilla de freno.

El par se transmite de ésta a la propia pinza, que resulta demasiado rígida para medir sobre ella; los esfuerzos que soporta los transmite a la mangueta a través de los pasadores que se han mencionado anteriormente (los puntos de apoyo de la pinza), en los que resulta relativamente cómodo medir y que al tener una sección relativamente reducida, adquieren suficientes tensiones y deformaciones como para permitir medidas fiables. Será ésta por tanto la pieza que instrumentaremos, y un esquema de la misma para el vehículo con el que se va a realizar la prueba (Ford Scorpio) es la mostrada en la figura 4.



Figura 4: Pasador de pinza de freno

Modelización del pasador. El estudio previo del comportamiento del pasador se ha realizado mediante un programa informático basado en el Método de los Elementos Finitos, concretamente el ANSYS. Se representa la pieza y se divide en una serie de elementos. Debe llegarse a un equilibrio al elegir el número de elementos, ya que cuanto mayor sea, más precisión se obtiene pero más tiempo de cálculo requiere. En este caso al ser la pieza prácticamente de revolución, se modeliza empleando elementos tipo "ladrillo" radiales. Se modelizan las restricciones a las que se somete la pieza, que en este caso consisten en un empotramiento de la zona roscada, y en un empotramiento deslizante (representado mediante elementos de contacto), que simula la acción de la camisa del pasador en la que va embutido como forma de unión a la pinza deslizante (figura 5).

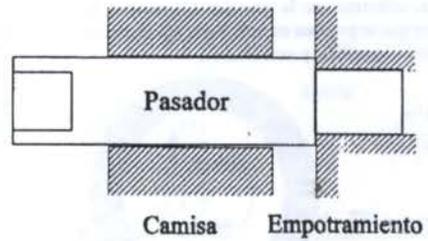


Figura 5: Esquema de la fijación del pasador

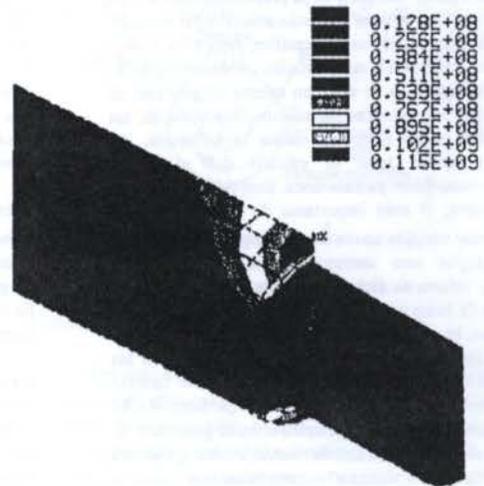


Figura 6: Tensiones en el pasador

Por último se representan los esfuerzos que debe soportar, para lo que se emplean los cálculos teóricos realizados. Se estima que la mitad de la fuerza es absorbida por cada pasador, es decir, aproximadamente 1000 N actuando a través de la camisa, y en definitiva, a lo largo de la generatriz de contacto entre ambos, por lo que se considera una carga lineal uniforme.

En primer lugar se simula el comportamiento del pasador en condiciones de funcionamiento normales para ver las tensiones y deformaciones que se dan, obteniendo los resultados mostrados en la figura 6. Se observa que las mayores tensiones y por tanto deformaciones se dan en la zona del empotramiento. Posteriormente se comparan los resultados con los que se obtendrán de la simulación del mismo con el sistema instalado, y se verifica la aplicabilidad del sistema.

Método de instrumentación. Habida cuenta de las características de las solicitaciones y su baja frecuencia de trabajo, parece lo más apropiado el uso de técnicas extensométricas para el estudio empírico de la pieza. Al frenar el vehículo, debido a las fuerzas de rozamiento, el disco tiende a llevarse consigo a la pinza en su sentido de giro, apareciendo sobre los soportes de ésta, los pasadores, esfuerzos en sentido contrario, concretamente en los puntos de apoyo de la pinza.

Se trata, en definitiva, de medir las tensiones que aparecen en el pasador para relacionarlas con la fuerza que se está aplicando sobre la pinza. Estas tensiones se miden a través de las deformaciones sufridas por la pieza y consecuentemente por la banda extensométrica que va adherida a ella. La banda transforma el alargamiento entre sus extremos en una tensión, que es tratada y amplificada de manera adecuada para dar un valor medible y reproducible.

Debido al valor relativamente bajo de las deformaciones (a causa de la poca longitud libre del pasador), se considera lo más adecuado una configuración en $\frac{1}{2}$ de puente de Wheatstone, esto es, con dos ramas activas. Estas dos ramas se situarán en la superficie exterior del pasador, concretamente en la zona del empotramiento, donde las deformaciones son mayores, y en dirección axial según se indica en la figura 7.

De este modo, si se hace coincidir las fibras donde se sitúan con la de aplicación de la fuerza y su diametralmente opuesta, las deformaciones que miden a tracción y compresión respectivamente, serán lo más altas posibles, y sumados sus efectos pueden proporcionar una alta sensibilidad.

Se ha de hacer una calibración que tiene como objeto conocer a qué tensión mecánica o fuerza corresponde la tensión eléctrica que se obtiene de la galga.



Figura 7: Instrumentación del pasador

De conocerse las posiciones exactas de aplicación de las bandas a la superficie del pasador, podrían deducirse las tensiones en la pieza a partir de las deformaciones que da la galga mediante relaciones de cálculo de resistencia de materiales, y a partir de allí deducir el momento flector y el esfuerzo cortante del que derivan y por tanto la fuerza que los provoca. No obstante, este método introduce gran número de incertidumbres y complica mucho los cálculos, por lo que se prefiere efectuar una calibración de la instrumentación mediante ensayos, que en este caso pueden dar un resultado mucho más exacto.

Esto ensayos consisten en ejercer sobre el pasador esfuerzos conocidos, bien en un frenómetro, bien directamente mediante pesos suspendidos para eliminar las incertidumbres del frenómetro, y medir la tensión de salida que da el acondicionador de señal. Se obtendría así una curva Tensión-Carga que puede ser introducida a un sistema de adquisición y análisis de datos para que, directamente a partir de la tensión eléctrica, dé la fuerza de frenada, sin necesidad de pasar por el escalón intermedio de las deformaciones y tensiones.

Una vez instalado el sistema de medida, se procede a la calibración del mecanismo, aplicando una fuerza conocida que simula una frenada, para lo cual se debe unir rigidamente al freno de disco un brazo de palanca del que, mediante ranuras, se cuelga un peso conocido. Se mide repetidamente la tensión que corresponde a cada fuerza aplicada, obteniendo la curva de calibración mencionada.

CONCLUSIONES

Se propone aquí una metodología de ensayo para la determinación experimental del par de frenada en la rueda de un vehículo. La característica fundamental del método es la de instrumentar una pieza que incorpore de serie el propio sistema de frenos, con lo que el coste de la operación resulta mínimo.

Utilizando un sensor, así realizado, en cada rueda del eje delantero, el conductor puede conocer el correcto estado (o no) de dicho sistema, mejorando con esto la seguridad de circulación. Por otra parte, esta metodología tiene interés en ensayos de investigación sobre comportamiento dinámico del vehículo durante la frenada.

REFERENCIAS

- Denny K. Miu., "Mechatronics Electromechanics and Contromechanics", Springer - Verlag, New York, Inc., 1993.
- Heisler Heinz, "Advanced Vehicle Technology", Edward Arnold, 1989.
- Vicente Díaz, "Instrumentación electrónica y control de los vehículos automóviles", Máster en Ingeniería de los Vehículos Automóviles, 1991.
- Ernest O. Doebelin, "Measurement systems", McGraw Hill, 1986.

Summary

In this paper, a device for measuring the brake torque in the front wheels of a vehicle is described. With the help of extensometric techniques, the brake guide which connects the caliper to the chassis, and through which the brake force is transmitted, is instrumented. Through geometric and dynamic relationships, it is possible to calculate from these measurements the brake torque in the pad-disc contact surface.

MODELAGEM DE MANCAIS HIDRÓDINÂMICOS SEGMENTADOS COM INJEÇÃO ELETRÔNICA

Ilmar Ferreira Santos - DPM/FEM/UNICAMP - Brasil

Fábio Hildebrand Russo - DPM/FEM/UNICAMP (Bolsista IC - FAPESP) - Brasil

RESUMO

Este trabalho fornece uma contribuição teórica a problemas relacionados com a modelagem de mancais hidrodinâmicos conectados com injeção eletrônica de óleo na folga radial. Investiga-se, aqui, a possibilidade de se influenciar o comportamento estático das forças hidrodinâmicas, com o auxílio desta injeção de óleo pressurizado. O lubrificante chega até a folga radial através de orifícios distribuídos ao longo da superfície do mancal. Controlando-se a pressão de injeção parece ser possível obter forças hidrodinâmicas ativas capazes de reduzir o nível de vibração em máquinas rotativas.

INTRODUÇÃO

Sabe-se que a estabilidade de sistemas rotativos suportados por mancais segmentados (hidrodinâmicos) está intimamente relacionado com a reserva de amortecimento do sistema, a qual se reduz com o aumento da velocidade de rotação da máquina.

Um aumento desta reserva de estabilidade pode ser obtido adaptando sistemas de controle (hidráulico, magnético, piezoelétrico, etc) a estes mancais. As primeiras análises teórico-experimentais sobre mancais segmentados ativos são encontradas em Santos (1993a, 1993b), onde o controle dos movimentos laterais de rotores são realizados com o auxílio de atuadores hidráulicos. Estes atuadores são compostos por câmaras flexíveis sobre as quais os segmentos do mancal são montados. Com o auxílio de servoválvulas gera-se uma pressão hidráulica, a qual deforma as câmaras e causa o movimento dos segmentos, empurrando-os contra o filme de óleo do mancal, o que resulta num aumento do coeficiente de amortecimento global e numa ampliação da reserva de estabilidade do sistema rotor-mancais. Porém existe um fator que limita a modificação da espessura do filme de óleo, que é a deformação e a tensão limite na membrana do sistema de câmaras. Sabe-se que, para sistemas rotativos operando em velocidades muito altas a rigidez do filme de óleo é elevada, e o nível de amortecimento muito baixo. Para se obter uma modificação da espessura do filme de óleo é necessário altos valores de pressão nas câmaras, valores estes impossíveis de serem aplicados na prática, tendo-se em vista as tensões na membrana do atuador, (Santos 1994a). Uma das possibilidades encontradas para a solução deste problema foi a atuação direta sobre o comportamento do escoamento do fluido lubrificante através de mancais segmentados com filme de óleo ativo, (Santos 1994b).

A influência direta sobre o comportamento do escoamento do filme de óleo, é obtida através da utilização de segmentos que apresentam vários orifícios ao longo de sua superfície. Os orifícios de pares de segmentos na horizontal e na vertical (ver fig. 1a), são conectados com duas servoválvulas e válvulas proporcionais de pressão, as quais são responsáveis pela modificação da pressão de injeção do fluido lubrificante, diretamente na folga radial do mancal. Através da alteração das características do escoamento provocada pela injeção eletrônica, procura-se controlar os movimentos do rotor e/ou modificar a rigidez e o amortecimento do filme de óleo, visando atingir sistemas rotativos mais estáveis e sem problemas de vibrações auto-excitadas.

O trabalho em questão enquadra-se neste contexto e tem como objetivo fundamental a investigação teórica de mancais hidrodinâmicos com filme de óleo ativo, mais especificamente

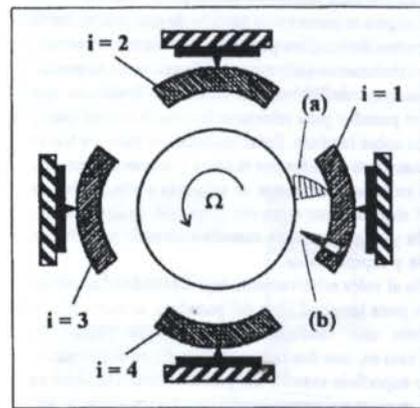


Figura 1: Mancais segmentados com lubrificação hidrodinâmica passiva (caso (a)), e ativa, na direção radial (caso (b)).

dos mancais segmentados com sapatas móveis, e dos problemas associados com a modificação das forças hidrodinâmicas através da injeção do fluido na direção radial. A investigação teórica deve conduzir à construção de um modelo matemático consistente, que represente de forma precisa o comportamento do sistema físico real. Este modelo deve ser útil tanto para a previsão das modificações das características dinâmicas do mancal (rigidez e amortecimento) numa etapa seguinte da pesquisa, como para o projeto otimizado do mancal em si. Além disto, este modelo deve auxiliar o projeto otimizado do sistema de controle do sistema mancal-rotor, etapa futura desta pesquisa.

MODELO MATEMÁTICO

A fig.(1) ilustra o perfil de velocidades para o fluido lubrificante sendo injetado na folga radial através de dois mecanismos distintos de lubrificação: a lubrificação hidrodinâmica passiva tradicional, caso (a), e a lubrificação hidrodinâmica ativa através dos orifícios distribuídos ao longo da superfície do segmento, caso(b).

O desenvolvimento analítico dos cálculos são realizados utilizando-se 3 sistema de referência: o sistema Inercial $I(X, Y, Z)$; o sistema Auxiliar B_i (ξ, η, ζ), construído em função do ângulo de posicionamento do i -ésimo segmento em relação ao sistema inercial, e o sistema Móvel B'_i (ξ', η', ζ'), solidário ao segmento, girando com a velocidade angular do mesmo. A equação de

Reynolds será descrita neste último sistema de coordenadas, guardando, assim, a característica de ser o sistema de referência no qual a velocidade de fluido de injeção permanece constante no que diz respeito a sua direção, variando somente em termos de amplitude.

A passagem do sistema Inercial I para o sistema Auxiliar B_i é dada por (i=1,2,3,4):

$${}_{B_i} \mathbf{s} = \mathbf{T}_{\phi_i} \cdot {}_I \mathbf{s} \Rightarrow {}_I \mathbf{s} = \mathbf{T}_{\phi_i}^T \cdot {}_{B_i} \mathbf{s} \quad (1)$$

onde

$$[\mathbf{T}_{\phi_i}] = \begin{bmatrix} \cos \phi_i & \sin \phi_i & 0 \\ -\sin \phi_i & \cos \phi_i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2)$$

Ressalta-se aqui que ϕ_i independe do tempo.

A passagem do sistema auxiliar B_i para o sistema móvel B_i' (i = 1, 2, 3, 4) é dado por:

$${}_{B_i'} \mathbf{s} = \mathbf{T}_{\alpha_i} \cdot {}_{B_i} \mathbf{s} \Rightarrow {}_{B_i} \mathbf{s} = \mathbf{T}_{\alpha_i}^T \cdot {}_{B_i'} \mathbf{s} \quad (3)$$

onde

$$[\mathbf{T}_{\alpha_i}] = \begin{bmatrix} \cos \alpha_i(t) & \sin \alpha_i(t) & 0 \\ -\sin \alpha_i(t) & \cos \alpha_i(t) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \cong \begin{bmatrix} 1 & \alpha_i(t) & 0 \\ -\alpha_i(t) & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

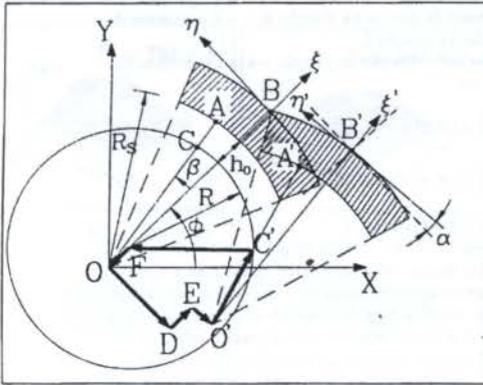


Figura 2: Cinemática do Subsistema rotor-sapata.

$${}_{B_i'} \mathbf{s} = \mathbf{T}_{\alpha_i} \cdot {}_{B_i} \mathbf{s} \Rightarrow {}_{B_i} \mathbf{s} = \mathbf{T}_{\alpha_i}^T \cdot {}_{B_i'} \mathbf{s} \quad (5)$$

Como os ângulos α_i da sapata do mancal são pequenos, lineariza-se a matriz $[\mathbf{T}_{\alpha_i}]$, ressaltando-se, que α_i depende do tempo.

Utilizando-se a equação de Navier-Stokes descrita num sistema de referência móvel curvilíneo, solidário aos segmentos do mancal (ξ, η, ζ) , supondo-se os escoamentos laminares, tanto na folga do mancal quanto na sua direção radial, e além disso, fazendo-se as mesmas hipóteses simplificadoras utilizadas na obtenção da equação de Reynolds, chega-se ao perfil de velocidade do fluido nas direções ξ e η e ζ :

$$\left. \begin{aligned} u_{\eta} &= \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial \eta} (\xi^2 - \xi \cdot h) + \frac{\xi}{h} \cdot U \\ u_{\xi} &= \frac{\xi}{h} V + \left(\frac{h - \xi}{h} \right) \cdot V_{inj}(\bar{\eta}, \bar{\zeta}) \\ u_{\zeta} &= \frac{1}{2\mu} \frac{\partial p}{\partial \zeta} (\xi^2 - h \cdot \xi) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

onde

- $p(\bar{\eta}, \bar{\zeta}, t)$ a distribuição de pressão no filme de óleo em função do tempo;
- $h(\bar{\eta}, t)$ a função que descreve a espessura do filme de óleo;

- U e V são as componentes de velocidade do rotor, U relaciona-se com a velocidade superficial do rotor e V com os seus movimentos vibratórios;
- $V_{inj}(\bar{\eta}, \bar{\zeta})$ é a velocidade do fluido injetado eletronicamente;
- μ a viscosidade dinâmica do lubrificante, e
- ρ a densidade do lubrificante (incompressível).

Fazendo-se uso da equação da continuidade

$$\frac{\partial u_{\xi}}{\partial \xi} + \frac{\partial u_{\eta}}{\partial \eta} + \frac{\partial u_{\zeta}}{\partial \zeta} = 0 \quad (7)$$

acoplam-se as três equações de velocidade descritas pela eq.(6). Fisicamente isto significa dizer que o filme de óleo não se romperá. Substituindo-se a eq.(6) na eq.(7) e integrando-a em $\bar{\eta}$ entre os limites $[0, h]$ chega-se à equação:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \eta} \right) + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left(\frac{\rho h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \zeta} \right) + \frac{12}{\mu l} \sum_{i=1}^n \mathcal{F}_i(\bar{\eta}, \bar{\zeta}) \cdot p = \\ = 6U \frac{\partial h}{\partial \eta} + 12\rho \frac{\partial h}{\partial t} + \frac{12}{\mu l} \sum_{i=1}^n \mathcal{F}_i(\bar{\eta}, \bar{\zeta}) \cdot \bar{P}_o \end{aligned} \quad (8)$$

onde

$$\mathcal{F}_i(\bar{\xi}, \bar{\zeta}) = \begin{cases} \frac{\xi^2}{4} - (\bar{\eta} - \bar{\eta}_i)^2 - (\bar{\zeta} - \bar{\zeta}_i)^2, & \text{se } (\bar{\eta} - \bar{\eta}_i)^2 - (\bar{\zeta} - \bar{\zeta}_i)^2 \leq \frac{\xi^2}{4} \\ 0, & \text{se } (\bar{\eta} - \bar{\eta}_i)^2 - (\bar{\zeta} - \bar{\zeta}_i)^2 \geq \frac{\xi^2}{4} \end{cases}$$

no caso de um mancal segmentado com injeção na direção radial, com os furos posicionados em $(\bar{\eta}_i, \bar{\zeta}_i)$.

No caso de mancais segmentados passivos, observa-se que $\mathcal{F}_i(\bar{\eta}, \bar{\zeta}) = 0$. Assim a eq.(8) transforma-se na equação de Reynolds e o termo \bar{P}_o , o qual representa o valor da pressão de injeção de controle na direção radial, desaparece da equação.

No caso de mancais com dimensões finitas não existe uma solução analítica exata para esta equação, e os inúmeros métodos numéricos encontrados na literatura conduzem a um enorme esforço computacional. O Método das Diferenças Finitas MDF é um dos mais utilizados na literatura e muito bem descrito por Someya (1989).

As etapas para a obtenção das forças hidrodinâmicas são divididas em:

- Determinação de uma função analítica para a folga radial $h(\bar{\xi}, t)$, em função da posição do rotor, dos segmentos móveis e do contorno do segmento, baseado no cálculo vetorial.
- Resolução da equação de Reynolds e obtenção da distribuição de pressão hidrodinâmica baseado no Método das Diferenças Finitas (Wendt 1992).
- Integração numérica da distribuição de pressão e obtenção das forças hidrodinâmicas pelo Método de Simpson.
- Cálculo do ponto de equilíbrio estático do sistema rotor-mancal com sapatas móveis baseado na somatória de forças e momentos. Equações não lineares resolvidas de forma iterativa pelo Método de Newton-Raphson.

Espessura do Filme de Óleo - $h(\bar{\eta}, t)$: A espessura do filme de óleo $h(\bar{\eta}, t)$, é função da posição do rotor, dos segmentos do mancal e do contorno $\bar{\eta}$, onde $\bar{\eta} = R_s \cdot \beta$ (ver fig.2).

Os pontos A, B, O correspondem aos pontos A', B', O' em instantes de tempo diferentes (ver fig.2). O ponto A indica uma posição genérica da superfície do segmento onde se deseja determinar a espessura do filme de óleo; o ponto B é o ponto de apoio e de rotação da sapata; já o ponto O é a origem do raio do segmento.

Ressalta-se aqui, que em vez de se deslocar o rotor, deslocamos os segmentos sem que nenhum erro seja introduzido aos cálculos.

Da fig.(2) escreve-se a seguinte equação vetorial:

$$B_i \cdot \mathbf{r}_{OD} + B_i \cdot \mathbf{r}_{DE} + B_i \cdot \mathbf{r}_{EO'} + B_i \cdot \mathbf{r}_{O'C'} + B_i \cdot \mathbf{r}_{C'F} + B_i \cdot \mathbf{r}_{FO} = 0 \quad (10)$$

Para poder efetuar a soma dos vetores dados na eq.(10) é necessário que todos estejam representados na mesma base, vê-se, então aqui a justificativa de ter-se calculado inicialmente todas as matrizes de transformação de coordenadas. Adota-se como base para estes vetores a do sistema auxiliar B_i .

O vetor $B_i r_{OD}$ é descrito em função da distância entre a origem do raio do segmento e o deslocamento da sapata na direção η . O vetor $B_i r_{DE}$ é função da distância entre o ponto D e E , obtido quando a sapata é transladada na direção ξ . A soma destes dois vetores é dada por:

$$B_i r_{OD} + B_i r_{DE} = B_i r_{OE} = \begin{Bmatrix} \Delta \xi_R \\ -\Delta \eta_R \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Além da translação, existe a rotação da sapata em torno do ponto B . O ângulo de rotação α é pequeno e o segmento de arco percorrido pelo ponto O pode ser aproximado por uma reta. Então tem-se:

$$B_i r_{EO'} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -(R_s + \Delta s) \cdot \alpha_i \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

Já o vetor $B_i r_{O'C'}$, descrito em função da distância entre o ponto O' e o ponto de interesse ζ formado pela linha $O'A'$ com a superfície do rotor, é dado por:

$$B_i r_{O'C'} = \begin{Bmatrix} r_{O'C'} \cdot \cos \beta \\ r_{O'C'} \cdot \sin \beta \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (13)$$

Transformando-o para a base B_i através da matriz de transformações de coordenadas T_{α_i} , eq.(4), tem-se:

$$B_i r_{O'C'} = \begin{Bmatrix} r_{O'C'} \cdot \cos \beta - \alpha_i \cdot r_{O'C'} \cdot \sin \beta \\ \alpha_i \cdot r_{O'C'} \cdot \cos \beta + r_{O'C'} \cdot \sin \beta \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (14)$$

O vetor $B_i r_{C'F}$ descrito em função da distância entre o ponto C' , encontrado anteriormente, e o centro do rotor, é dado por:

$$B_i r_{C'F} = \begin{Bmatrix} -R \cdot \cos \phi \\ R \cdot \sin \phi \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (15)$$

O vetor $B_i r_{FO}$ é descrito em função da diferença dos raios do rotor e do segmento, e da espessura inicial do filme de óleo h_0 , medido na direção ξ :

$$B_i r_{FO} = \begin{Bmatrix} -(R_s - R - h_0) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -\Delta r \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (16)$$

Substituindo-se as eq. de (11) à (16) na eq.(10), chega-se a duas equações:

$$\sin \phi = \frac{\Delta \xi_R + r_{O'C'} \cdot \cos \beta - \alpha_i \cdot r_{O'C'} \cdot \sin \beta - \Delta r}{R} \quad (17)$$

$$\cos \phi = \frac{\Delta \eta_R + (R_s + \Delta s) \cdot \alpha_i - \alpha_i \cdot r_{O'C'} \cdot \cos \beta - r_{O'C'} \cdot \sin \beta}{R} \quad (18)$$

Fazendo-se uso da expressão

$$\cos^2 \phi + \sin^2 \phi = 1 \quad (19)$$

e desprezando-se os termos de segunda ordem chega-se em:

$$r_{O'C'} = -[\sin \beta (\Delta \eta_R + \alpha_i \cdot R_s) + \cos \beta (\Delta \xi_R - \Delta r)] + R \quad (20)$$

A espessura do filme de óleo, medida no sistema de referência móvel, fixo na sapata, é dada então por:

$$h(\beta) = R_s - r_{O'C'} \quad (21)$$

ou seja

$$h(\beta) = R_s + \{\sin \beta [-\Delta \eta_R - \alpha_i \cdot (R_s + \Delta s)] + \cos \beta [-\Delta \xi_R - R_s + R + h_0]\} - R \quad (22)$$

Uma vez conhecida a espessura do filme de óleo, resolve-se a equação de Reynolds de forma iterativa via Diferenças Finitas, obtendo-se a distribuição de pressão em função da posição do rotor e das sapatas:

$$\begin{aligned} & \left[\frac{3h_{m,n}^2}{\mu} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{m,n} \left(\frac{1}{2\Delta x} \right) + \frac{h_{m,n}^3}{\mu \Delta x^2} \right] P_{m+1,n} + \\ & + \left[-\frac{3h_{m,n}^2}{\mu} \cdot \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{m,n} \left(\frac{1}{2\Delta x} \right) + \frac{h_{m,n}^3}{\mu \Delta x^2} \right] P_{m-1,n} - \\ & - \left[\frac{2h_{m,n}^3}{\mu \Delta x^2} \right] P_{m,n} + \left[\frac{3h_{m,n}^2}{\mu} \cdot \frac{\partial h}{\partial z} \Big|_{m,n} \left(\frac{1}{2\Delta z} \right) + \frac{h_{m,n}^3}{\mu \Delta z^2} \right] P_{m,n+1} + \\ & + \left[-\frac{3h_{m,n}^2}{\mu} \cdot \frac{\partial h}{\partial z} \Big|_{m,n} \left(\frac{1}{2\Delta z} \right) + \frac{h_{m,n}^3}{\mu \Delta z^2} \right] P_{m,n-1} - \\ & - \left[\frac{2h_{m,n}^3}{\mu \Delta x^2} \right] P_{m,n} + \frac{12}{\mu l} \sum_{i=1}^4 F_{i|m,n} \cdot P_{m,n} = 6U \frac{\partial h}{\partial x} \Big|_{m,n} + \\ & + 12 \frac{\partial h}{\partial t} \Big|_{m,n} + \frac{12}{\mu l} \sum_{i=1}^4 F_{i|m,n} \cdot \dot{P}_0 \end{aligned} \quad (23)$$

onde m é o número de pontos na direção η , e n é o número de pontos na direção na direção ξ .

Integrando-se a distribuição de pressão sobre a superfície das sapatas, obtém-se:

$$F_{\xi_i} = \int \int p_i(\beta, z) \cdot \cos \beta \, d\beta dz \quad (24)$$

$$F_{\eta_i} = \int \int p_i(\beta, z) \cdot \sin \beta \, d\beta dz \quad (25)$$

para os $i = 1, 2, 3, 4$ segmentos.

O ponto de equilíbrio do sistema rotor-mancal é determinado em função das forças existentes entre as sapatas e o rotor, e do momento resultante em torno dos apoios dos segmentos. Logo, tem-se um sistema com seis equações, duas referentes à somatória das forças atuantes sobre o rotor (nas direções X e Y - sistema inercial), e quatro devido ao momento em cada um dos segmentos, pois trabalha-se aqui com mancais compostos por quatro segmentos. A somatória de momento pode ser descrita em qualquer um dos sistemas de referência escolhido.

As forças F_X e F_Y são as responsáveis pelo deslocamento do rotor nas direções X e Y , respectivamente. F_i indica a força hidrodinâmica de interação entre o rotor e o i -ésimo segmento, a qual passa pelo ponto O , origem do raio R_s do segmento, e pelo ponto de apoio B . As forças F_i , ($i = 1, 2, 3, 4$) dependem da posição do rotor X_R, Y_R e da posição angular dos segmentos α_i , ou seja, $F_i(X_R, Y_R, \alpha_i)$. O equilíbrio estático do rotor é descrito pelas equações:

$$F_X - \sum_{i=1}^4 F_i(X_R, Y_R, \alpha_i) \cdot \cos \phi_i = 0 \quad (26)$$

$$F_Y - \sum_{i=1}^4 F_i(X_R, Y_R, \alpha_i) \cdot \sin \phi_i = 0 \quad (27)$$

Com relação às equações de momento para os segmentos num caso estático, tem-se:

$$F_{\eta_i} \cdot (R_s + \Delta s) = 0 \quad (i = 1, 2, 3, 4) \quad (28)$$

onde F_{η_i} é a componente da força F_i na direção η do i -ésimo segmento, e Δs a espessura do segmento.

O método Newton-Raphson foi adotado para a obtenção da solução deste sistema de equações não lineares, que descreve o equilíbrio estático do conjunto rotor-segmento.

RESULTADOS TEÓRICOS

Os parâmetros geométricos do mancal em estudo são apresentados na Tab.(1). O mancal apresenta 5 orifícios ao longo de cada sapata com raio $r_o = 2,5\text{mm}$.

Raio do rotor (R)	0,04937 m
Rotação do rotor (ω)	50 Hz
Viscosidade do óleo (μ)	0,070 Ns/m^2
Densidade do óleo (ρ)	900 kg/m^3
Número total de segmentos (N)	4 segmentos
Largura do segmento (L)	0,056 m
Ângulo de abrangência dos segmentos (α_0)	60°
Raio de curvatura dos segmentos (R_s)	0,04949 m
Espessura dos segmentos (Δs)	0,0175 m
Posicionamento dos segmentos (ϕ_i $i = 1, 2, 3, 4$)	0°, 90°, 180°, 270°
Folga radial do mancal (h_0)	110 μm
Número de pontos na direção η	25 pontos
Número de pontos na direção ζ	25 pontos
Força na direção X (F_X)	200 N
Força na direção Y (F_Y)	0

Tabela 1: Dados de simulação para a resposta padrão.

Dois casos são investigados neste trabalho. O primeiro deles, quando a pressão de injeção $\bar{P}_o = 0,5\text{bar}$, chega-se à posição de equilíbrio para o sistema rotor-segmento mostrada na Tab.(2), caso (a). A distribuição de pressão ao longo das 4 sapatas é mostrada na fig.(3).

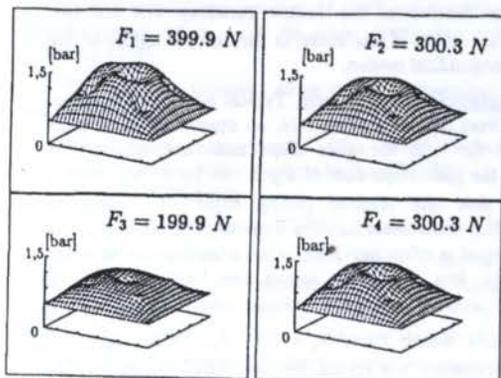


Figura 3: Distribuição de pressão sobre as 4 sapatas do mancal. Pressão de injeção na direção radial $\bar{P}_o = 0,5\text{bar}$.

O segundo caso é simulado com uma pressão de injeção $\bar{P}_o = 1,0\text{bar}$ chegando à posição de equilíbrio mostrada na Tab(2), caso(b). A distribuição de pressão para este caso é mostrada na fig.(4).

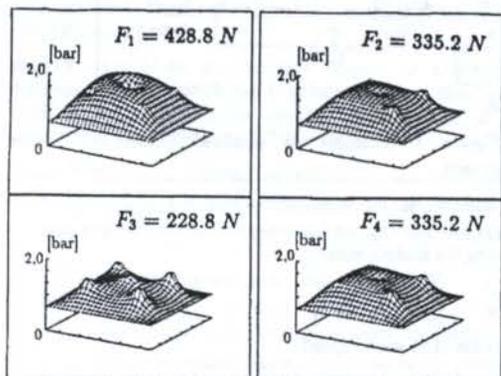


Figura 4: Distribuição de pressão sobre as 4 sapatas do mancal. Pressão de injeção na direção radial $\bar{P}_o = 1,0\text{bar}$.

	(a)	(b)
\bar{P}_o [bar]	0,5	1,0
X_R [μm]	3,48	2,84
Y_R [μm]	0,0	0,0
α_1 [rad]	$15,9 \cdot 10^{-5}$	$10,9 \cdot 10^{-5}$
α_2 [rad]	$16,5 \cdot 10^{-5}$	$10,1 \cdot 10^{-5}$
α_3 [rad]	$5,46 \cdot 10^{-5}$	$-0,9 \cdot 10^{-5}$
α_4 [rad]	$6,12 \cdot 10^{-5}$	$1,64 \cdot 10^{-5}$

Tabela 2: Posição de equilíbrio para o sistema rotor-sapatas.

Com o aumento da pressão de injeção \bar{P}_o , modificam-se as forças hidrodinâmicas F_1 , F_2 , F_3 e F_4 resultantes sobre as sapatas do mancal. Aumentando-se a pressão reduz-se também o deslocamento estático do rotor, proveniente do carregamento externo.

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Estas primeiras investigações teóricas indicam a viabilidade de se modificar as forças hidrodinâmicas através das injeções de óleo na direção radial.

Aumentando a pressão de injeção \bar{P}_o nos casos de mancais com injeção controlável reduz-se o deslocamento absoluto do rotor quando este é submetido a um carregamento estático.

Ressalta-se aqui que as direções ortogonais X e Y dos mancais segmentados continuam desacopladas mesmo com as injeções de óleo radialmente, guardando esta a sua característica dinâmica mais significativa, sendo esta uma das principais características deste tipo de mancal.

O modelo matemático desenvolvido será útil tanto para a previsão das modificações das características dinâmicas do mancal (rigidez e amortecimento) numa etapa seguinte da pesquisa, como para o projeto otimizado do mancal em si. Além disto, este modelo deve auxiliar o projeto otimizado do sistema de controle do sistema mancal-rotor para a realização do mancal segmentado com filme de óleo ativo.

REFERÊNCIAS

- Santos, I.F. und Ulbrich, H.; "Zur Anwendung von Regelungs konzepten für aktive Kippsegmentlager"; *ZAMM - Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*; N.73, Vol.4, pp.241-244, 1993a.
- Santos, I.F.; "Aktive Kippsegmentlagerung - Theorie und Experiment"; *VDI - Fortschritt-Berichte*; Reihe 11: Schwingungstechnik, Nr.189, VDI Verlag, Düsseldorf, 1993b.
- Santos, I.F.; "On the Adjusting of the Dynamic Coefficients of Tilt-ing Pad Journal Bearings"; Preprint N.º 94-TC-4D-2; *ASME/STLE Tribology Conference*; Lahaina/Hawaii/USA; 1994a.
- Santos, I.F.; "Design and Evaluation of Two Types of Active Tilt-ing Pad Journal Bearings"; *JUTAH Symposium - Active Control of Vibration*; pp. 79-87, Mech. Eng. Publication Ltd., London, 1994b.
- Someya, T.; "Journal Bearing Data Book", Springer Verlag, 1989.
- Wendt, J.F.; "Computacional Fluid Dynamics", Springer Verlag, 1992.

ABSTRACT

This paper gives a theoretical contribution to problems of journal bearing modelling connected to electronic oil injection into the bearing gap. The feasibility of influencing the static behavior of hydrodynamic forces by means of such oil injection is investigated. The lubricant is injected in the radial direction, through orifices distributed over the bearing surface. By controlling the pressure of the injection seems to be possible to get large active hydrodynamic forces, which could be useful for reducing vibrations in rotating machineries.

Nonlinear Inverse Control Using Neural Networks for Trajectory Tracking

T. J. Shen^{*†}, F. Mora-Camino^{**}, A. K. Achaïbou[†]
^{*}L.A.A.S.-C.N.R.S., 7 Colonel Roche, 31077 Toulouse, France
^{**}E.N.A.C., 7, Av. Edouard Belin, 31055 Toulouse, France
[†]C.S.I.S.T., Taiwan R.O.C.

SUMMARY

This paper considers the problem of applying nonlinear inverse control techniques to systems whose representation contains numerical tables. It is shown in this paper that numerical tables can be replaced by affine neural networks (a special neural structure) to turn feasible these nonlinear control techniques. This approach is applied to the flight control of an aircraft. Simulation results are displayed in the case of a landing maneuver.

INTRODUCTION

In the last decade nonlinear inverse control theories have been widely developed (input output linearization). They are known to be especially suited for control tasks such as trajectory tracking and output decoupling. This kind of control approach is always based on the assumption that precise analytical models of the controlled system are available. However, frequently, relationships between physical variables are only available from experience and are represented by discrete numerical tables. So, the applicability of this class of nonlinear control techniques is often limited.

In this paper, the equations of motion of a rigid airplane, in which aerodynamic and thrust coefficient tables play an important role, are arranged into an analytical affine form using a new neural approximator (Shen et al, 1995). This turns feasible the on-line inversion of the flight dynamics, so a nonlinear inverse control law can be used to perform guidance missions such as landing.

In the second section of the paper the longitudinal dynamics of a rigid airplane are considered and the structure of a classical autoland controller is presented. In the third section the affine neural approximator is presented and a procedure to establish an inverse controller applying this affine neural approximator is shown. In the last section the effectiveness of the proposed approach is displayed by simulation results in the case of landing.

LONGITUDINAL FLIGHT DYNAMICS AND LANDING

Longitudinal Equations of Flight. We consider here the equations of the longitudinal motion of a rigid aircraft :

$$\begin{cases} \dot{v} = \frac{-D + T \cos \alpha - mg \sin \gamma}{m} \\ \dot{\gamma} = \frac{(L + T \sin \alpha - mg \cos \gamma)}{mv} \\ \dot{\alpha} = q - \frac{(L - mg \cos \gamma + T \sin \alpha)}{mv} \\ \dot{q} = \frac{M}{I_y} \\ \dot{z} = -v \sin \gamma \end{cases} \quad (2.1)$$

with v :airspeed, γ :flight path angle, α :angle of attack, q :pitch rate, z :altitude, D :drag force, L :lift force, M :pitching moment, I_y :y-axis moment of inertia, m :aircraft mass, g :gravity acceleration and δ_e :elevator angle, T : thrust (taken as a linear function of the throttle position). The last two elements are taken in this study as the control inputs of the airplane longitudinal motion.

Autoland Guidance System. Typical autoland-controllers provide, from desired descent rate, an open-loop pitch angle command for both the glide slope and flare modes. For instance, the glide-slope control signal can be derived from a constant sink rate (desired gliding angle= -3°) along an assumed ILS (Instrument Landing System) path, while the flare control signal is often provided by an adaptive ground speed exponential law. Figure 1 shows the block diagram of simplified autoland guidance system, where $\theta_{pitchup} = 4^\circ$ is applied only during flare; $k_h = 0.03$; $\dot{k}_h = 0.02$; $\omega_h = 0.08$ (these parameters are turned for the TB20 airplane). The altitude command (h_d) and the altitude rate command (\dot{h}_d) are calculated from the glide slope error (Jorgensen & Schley, 1990; Neuman & Foster, 1970).

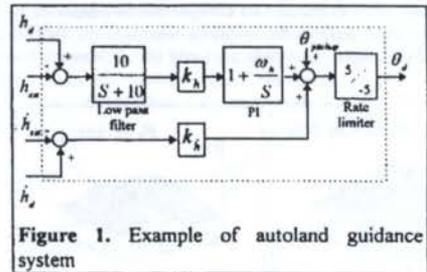


Figure 1. Example of autoland guidance system

In addition to the autoland-controller a simple speed control algorithm can be used to maintain the airplane at a safe speed during the landing mission.

$$v_d/a = \begin{cases} 0.14 & z \leq 140 \text{ m} \\ 0.14 - 0.03(1 - e^{-(t-t_{140})/10}) & z < 140 \text{ m} \end{cases} \quad (2.2)$$

where a is the local sound speed.

Even if (2.1) is obtained from well known physical relations, thrust and aerodynamic coefficients can only be estimated from wind tunnel and test bed experiences and are

made available under the form of tables. So, the flight equations are not analytic. Besides, this representation of the controlled system is not affine, while it should be much desirable to ease the application of inverse control techniques.

In the following section an affine neural approximator is proposed to transform these equations into a nonlinear affine form.

AFFINE NEURAL APPROXIMATOR AND AFFINE SYSTEM MODEL

Let Γ be a multi-dimensional input-output model whose output value $y(k+1)$, the system output, can be obtained from the $2(v-1)$ dimensional inputs $y(k), \dots, y(k-v+1), u(k), \dots, u(k-v+1)$:

$$y(k+1) = \Gamma[y(k), y(k-1), \dots, y(k-v+1), u(k), u(k-1), \dots, u(k-v+1)] \quad (3.1)$$

where $u(k)$ is the proposed control input for the system.

Remark: (3.1) can represent either a numerical table or a general input-output relation for a nonlinear dynamic system. In the first case ($k+j$) is simply considered as a notation, so $y(k+i)$ and $y(k+j)$ are two different (independent) variables. In the second case, ($k+j$) is the time-sequence index, and (3.1) is a general input-output representation of a k^{th} order nonlinear dynamic system where v is the state observation index (Narendra, 1994).

The following proposed affine neural approximator is valid for both cases.

Affine Neural Approximator. This neural structure approximates an input-output mapping by the affine form:

$$\hat{y}(k+1) = \hat{F}(W, Y(k)) + \hat{G}(W, Y(k)) \cdot u(k) \quad \forall Y(k) \in U \quad (3.2)$$

where $(\hat{F}(W, Y(k)), \hat{G}(W, Y(k)))^T$ is the output vector of a neural network while W represents its parameter weight matrices and bias vectors, with $Y(k) = (y(k), \dots, y(k-v+1), u(k), \dots, u(k-v+1)) \in \mathcal{R}^{2(v-1)}$ and where U is the approximation domain, supposed compact.

In Shen et al (1995) a neural network of type $N_{2(v-1), v, 2}^3$ (Narendra's notation, 1994) with hyperbolic tangent activation functions in the hidden layers and sigmoid functions (with range parameters) in the output layer is shown to be able to approximate any continuous input-output mapping. The main result which concerns the use of distal teachers (Jordan & Rumelhart, 1992) to globally train affine neural networks is reminded below. Interested readers are referred to (Shen et al, 1995) for more details.

RESULT Let U be an admissible domain for a smooth nonlinear function f , which has Γ as its input-output data base table, let $V_i, i=1, 2, \dots, p$ be compact neighborhoods of p input-output pairs defined over U with $V_i \cap V_j \cap \dots \cap V_p = U$, let N_{global} be a Neural Network of type $N_{2(v-1), v, 2}^3$ which has $P = [Y_1, Y_2, \dots, Y_p]$ as batch input vectors and $Q = [(\hat{F}_1, \hat{G}_1)^T, \dots, (\hat{F}_p, \hat{G}_p)^T]$ as batch output vectors, let

$$E_{ci} = \sum_{i=1}^p E_i, \text{ be a global error index, then}$$

N_{global} can be trained to be a global affine neural approximator of f (as well as an approximator of Γ), through p parallel distal teachers $N_{Dr}^i, i=1, 2, \dots, p$.

3-Dimension Error Backpropagation. To train N_{global} , a 3-D Error Back-propagation architecture is proposed (Figure 2) where the connections drawn in thick lines represent the classical neural network forward mappings and the error back-propagation paths. Here $P = [Y_1, Y_2, \dots, Y_p]$,

$$Q = \begin{bmatrix} \hat{F}_1 & \hat{F}_2 & \dots & \hat{F}_p \\ \hat{G}_1 & \hat{G}_2 & \dots & \hat{G}_p \end{bmatrix},$$

$$T = \begin{bmatrix} y(k_1+1) & y(k_2+1) & \dots & y(k_p+1) \\ u(k_1) & u(k_2) & \dots & u(k_p) \end{bmatrix},$$

$$\bar{T} = [\bar{t}_1, \bar{t}_2, \dots, \bar{t}_p], \bar{t}_i = N_{Dr}^i \begin{bmatrix} \hat{F}_i \\ \hat{G}_i \end{bmatrix}, i=1, 2, \dots, p \text{ and the } N_{Dr}^i$$

is given by:

$$N_{Dr}^i = \begin{bmatrix} 1 & u(k_i) \\ -1/\hat{G}_i & y(k_i+1)/\hat{G}_i^2 \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

The global error index is defined as $E_{ci} = \sum_{i=1}^p E_i$, where

$$E_i = (1/2)[(y(k_i+1) - \hat{y}(k_i+1))^2 + (u(k_i) - \hat{u}(k_i))^2] \quad (4.2)$$

In Figure 2, D represents the decomposition function of a p columns matrix into p separate vectors while M is the inverse function.

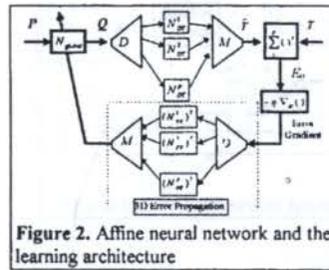


Figure 2. Affine neural network and the learning architecture

APPLICATION TO FLIGHT DYNAMICS REPRESENTATION

Affine Neural Approximation of Pitching Moment Coefficient. Here the proposed neural network structure is used to transform the C_m (pitching moment coefficient, $C_m = 2M/\rho v^2 sl$) table of a light airplane (TB20) into a continuous analytic neural approximator (N_{global}):

$$(C_m, C_{m_q})^T = N_{global}(W, \alpha, \dot{\alpha}, q, v, \delta_q, z) \quad (4.3)$$

where C_m is approximated by $\hat{C}_m = C_{m_0} + C_{m_q} \delta_q$.

An off-line training phase must be executed using the 3-D error backpropagation algorithm minimizing the error index:

$$E = (1/2)[(C_m - \hat{C}_m)^2 + (\delta_q - \hat{\delta}_q)^2] \quad (4.4)$$

where $\hat{\delta}_q = (C_m - C_{m_0})/C_{m_q}$.

An affine neural approximator of type $N_{6, 25, 15, 2}^3$ is trained within a flight domain U which is represented by a set of flight conditions obtained from five simulated standard landing trajectories with the presence of wind disturbance.

Replacing C_m by \hat{C}_m in equation (2.1) and neglecting the stable and slow dynamics, the following reduced equations are obtained:

$$\begin{pmatrix} \dot{v} \\ \dot{q} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} V_0 \\ Q_0 \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} V_q & V_T \\ Q_q & Q_T \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \delta_q \\ T \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

The Nonlinear Control Law. When the error of the neural approximation is turned acceptable, the airplane is made to track the same standard landing trajectory with the presence of the same type of wind disturbance by applying the following inverse control law (A/P, autopilot):

$$\begin{pmatrix} \delta_q \\ T \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} V_q & V_T \\ Q_q & Q_T \end{bmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} -V_0 \\ -Q_0 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \dot{v}_d + a(v_d - v) \\ \dot{q}_d + b(q_d - q) + c(\theta_d - \theta) + d \int_{t_0}^t (\theta_d - \theta) \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

where $\theta = \int q dt$ is the flight pitching angle, the index «*d*» points out the desired trajectories provided by the guidance calculation unit. The coefficients *a*, *b*, *c*, *d* are chosen according to desired dynamics for the outputs of the system.

The over-all neural inverse flight control structure is illustrated in Figure 3.

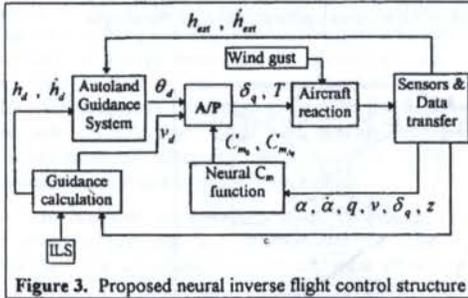


Figure 3. Proposed neural inverse flight control structure

SIMULATION RESULTS

The simulation study performed here makes use of the machine code of a flight simulator for TB20 which is used for pilot training. The program is initialized at stable level flight conditions with $z=152.4\text{m}$ (500 ft), $Mach=0.14$, $\delta_q = -3.98^\circ$ and $\theta = \alpha = 3.94^\circ$. From $t=0$ the airplane should track the landing-trajectory given by the autoland guidance unit. Note that the landing mode won't start working before a small random time which represents the random switching delay from the altitude-hold mode to the autoland mode.

The autopilot uses the neural C_m -function and in-flight measurements (or estimations) of $\alpha, \dot{\alpha}, q, v, z$ to calculate C_{m_q}, C_{m_α} . Then suitable control actions based on the inverse control law (4.6) can be developed.

In practical cases, thrust magnitude is generally not controlled since actual thrust is not directly measured. In this simulation study the thrust output is supposed to be a function of the throttle settings so that the thrust is adjusted from the velocity error and the control law is turned feasible.

The simulation results show that, Even with the presence of wind disturbances, the off-line trained N_{global} provides affine parameters (C_{m_q}, C_{m_α}) which guarantee the effectiveness of the inverse control law. Several simulation results are illustrated in Figures 4-8.

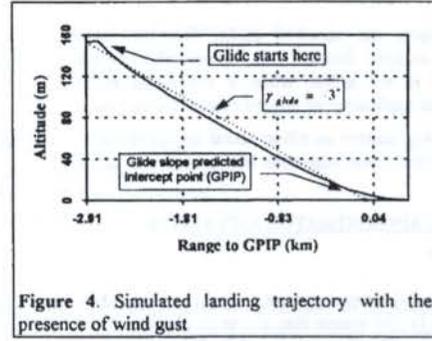


Figure 4. Simulated landing trajectory with the presence of wind gust

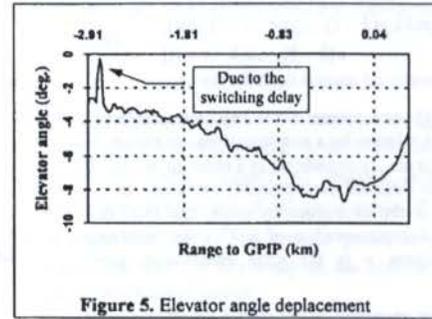


Figure 5. Elevator angle displacement

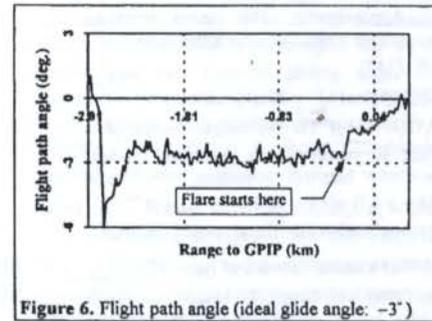


Figure 6. Flight path angle (ideal glide angle: -3°)

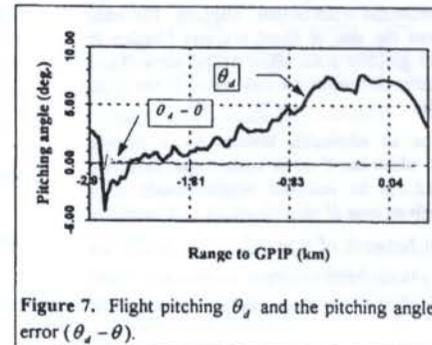


Figure 7. Flight pitching θ_d and the pitching angle error ($\theta_d - \theta$).

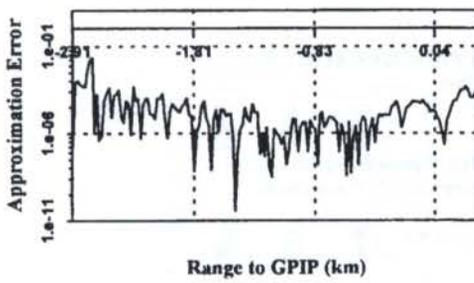


Figure 8. Difference between the neural c_m -function (off-line trained) and the c_m -table values related to perturbed flight conditions during landing.

CONCLUSION

In this paper, to turn feasible the application of nonlinear inverse control techniques law to aircraft flight control an affine neural approximator is proposed to transform aerodynamic and propulsive data into continuous function. A simulation study shows the effectiveness of this approach in the case of perturbed landing maneuver.

If precise thrust tables and on-line measurements are available, the neural approximation structure can be made adaptive (trained in flight). This adaptive feature that can widen the allowed flight envelope has already been implemented in our laboratory and very satisfactory results have been obtained.

REFERENCES

- Jordan M.I., Rumelhart D.E., "Forward Models: Supervised Learning with a Distal Teacher," *Cognitive Science*, Vol. 16, pp. 307-354, 1992.
- Jorgensen C.C. and Scheley C., "A Neural Network Baseline problem for Control of Aircraft Flare and Touchdown", in *Neural Networks for Control* (p. 403-425), The MIT Press, Cambridge, Massachusetts London, England, by Miller W.T., Sutton R.S., Werbos P.J., 1990.
- Narendra K.S., Mukhopadhyay S., "Adaptive Control of Nonlinear Multivariable Systems Using Neural Networks," *Neural Networks*, Vol. 7, no. 5, pp. 737-752, 1994.
- Neuman F., Foster J.D., "Investigation of a Digital Automatic Aircraft Landing system in Turbulence". NASA technical note NASA TN D-6066, Oct. 1970.
- Shen T.J., Mora-Camino F., Achaïbou A.K., "Output Tracking of Nonlinear Systems Using Affine Neural Controllers" LAAS Report NO. 95033, Toulouse, France, January 1995.

O USO DE REGRAS NEBULOSAS NA PROGRAMAÇÃO DA PRODUÇÃO EM FMS

Paulo Rogerio Politano e Heloisa de Arruda Camargo Scarpelli
Universidade Federal de São Carlos - Departamento de Computação
Arthur Jose Vieira Porto
LAMAFE - Depto. de Eng. Mecânica - EESC/USP

RESUMO

Este trabalho enfoca o problema de programação da produção em Sistemas Flexíveis de Manufatura, através de uma abordagem baseada em regras de produção "fuzzy". A questão de transporte de peças é considerada na geração do sequenciamento de operações. O roteiro flexível é analisado através do modelo em redes de Petri. O fator determinante na atribuição de tempos às operações é a disponibilidade de veículos auto-guiados (AGVs). O algoritmo de construção do programa de produção é apresentado. Um conjunto de regras "fuzzy" é utilizado para suporte à decisão.

INTRODUÇÃO

O ambiente de produção em um FMS é altamente dinâmico. As máquinas são versáteis e capazes de executar uma variedade de operações com diferentes "set-ups" (tempo de preparação de máquina). As peças em processo podem ser transportadas entre máquinas por robôs móveis, AGVs e esteiras. Devido a flexibilidade do sistema, uma dada operação pode ser executada por um número de máquinas; a decisão de atribuir uma tarefa à uma máquina depende em grande parte da situação em um momento particular. Além disso, algumas vezes pode ser necessário cancelar ou reatribuir máquinas ou outros recursos por causa de quebras inesperadas (Shaw 1988). A decisão da programação é complexa e necessita ser adaptativa as mudanças do ambiente.

O problema de programação de operações em um FMS, devido a sua complexidade, tem sido tratado por diversos pesquisadores dentro de uma arquitetura hierárquica na qual o processo de decisão consiste de três níveis: planejamento, programação e controle (Shaw 1988), caracterizados por escalas de tempo diferentes.

No contexto da programação e controle, muitos pesquisadores se dedicaram ao problema do sequenciamento de operações nos últimos anos, e o resultado desse trabalho é a proposição de diferentes métodos de resolução, tais como: métodos arbórescentes associados ou não a heurísticas, geração de um conjunto de sequenciamentos admissíveis destinados ao apoio a decisão, programação inteira, programação dinâmica e as heurísticas em geral (Noronha e Ribeiro 1994).

Diversos sistemas de programação da produção usando técnicas de inteligência artificial foram desenvolvidos nos últimos anos (Ammons et al. 1988) (Hendler et al. 1990). Grande parte desses sistemas utiliza uma abordagem de análise de restrições, baseada no conhecimento disponível sobre o problema, extraído de diversas fontes que vão desde o conhecimento teórico relativo a área da pesquisa operacional até o conhecimento empírico resultante da experiência de operadores e supervisores, obtido também através de simulações. Este conhecimento muitas vezes é impreciso e incerto, e por esta razão, deve-se escolher uma técnica de representação do conhecimento que modele estas características. Um trabalho interessante que usa técnicas nebulosas pode ser

encontrado em (Dubois 1989).

Este trabalho enfoca a necessidade e a conveniência de se usar técnicas baseadas na lógica nebulosa para se modelar a imprecisão e a incerteza presentes na programação e controle da produção. Um algoritmo para gerar a programação de operações e controle do fluxo de peças é proposto, com base no modelo de rede de Petri (RP) do roteiro flexível, auxiliado por um conjunto de regras de produção nebulosas.

MODELO DE LAYOUT DE FMC

O algoritmo de programação proposto é desenvolvido considerando-se um exemplo particular de FMC (Flexible Manufacturing Cell) mostrado na Figura 1 (Inamasu e Porto 1993). Esta célula é composta de seis estações de trabalho, uma estação de carga e descarga e uma estação de manutenção de AGVs. Neste contexto, o sistema de transporte possui diversos AGVs. Os AGVs podem se locomover de uma estação à outra, transportando uma peça de cada vez, de acordo com as necessidades da programação gerada, respeitando os percursos mostrado no layout da Figura 1.

O PROCESSO FLEXÍVEL DE MANUFATURA

A fabricação tradicional tem como processo uma sequência rígida de operações. Em algumas operações podem existir máquinas e ferramentas substitutas, mas a descrição das ações como condição de usinagem não são modificadas. Em processos flexíveis, são exploradas as várias alternativas de sequências de operações que podem ser descritas através de redes de Petri (Inamasu e Porto 1993). As transições representam as operações de fabricação e, os seus disparos dependem das condições de estados dos recursos.

Assumindo que o modelo das máquinas possuem as ferramentas necessárias, pode-se modelar uma operação com duas condições de entrada: peças e máquina em estado disponível (Figura 2, emprestada de Inamasu e Porto 1993). Para obter todas as alternativas para produzir a peça, é suficiente construir a árvore de alcançabilidade sobre o modelo PN. No exemplo da Figura 2, S1 é o estado da peça em bruto, S5 é o estado da peça acabada e, Mc# são os estados das máquinas.

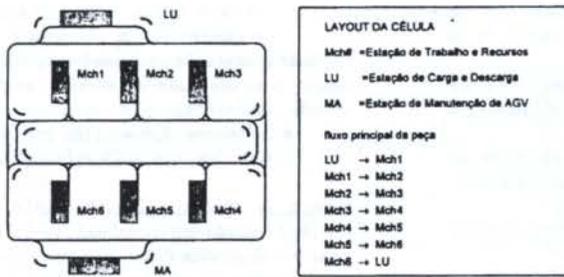


Figura 1. Layout da Célula Flexível de Manufatura

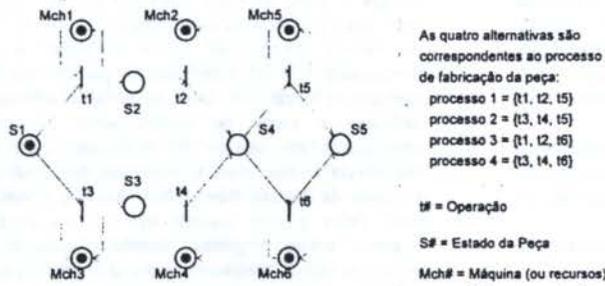


Figura 2. Processo Flexível modelado por redes de Petri

O PROGRAMA DE PRODUÇÃO DA FMC

O problema de programação da produção consiste em gerar um programa de trabalho* que seleciona a sequência de operações e atribui tempos (inicial e final) e recursos a cada operação.

Este trabalho enfoca principalmente a influência da disponibilidade dos AGVs na programação da produção, estabelecendo prioridades para o sequenciamento de operações no programa de produção. O método proposto aqui determina o sequenciamento pela análise das alternativas mostradas no modelo de RP, como o da Figura 2, auxiliado pelo uso de um conjunto de regras de produção "fuzzy" (Pedrycz 1993) (Yager e Filev 1994), que é acionado quando uma ou mais transições estão habilitadas, e pelo menos um AGV não esteja transportando peça (AGV livre). No modelo de RP, cada transição habilitada representa que a máquina associada a essa transição está disponível e a peça a ser processada nessa máquina está pronta para ser levada para começar a operação.

Considerando o modelo mostrado na Figura 2, vamos supor que, num determinado instante t , n transições estão habilitadas, ou seja, que as máquinas M_i , $i=1, \dots, n$, associadas a essas transições (máquinas candidatas) estão disponíveis, assim como as peças a serem processadas nessas máquinas. A operação realizada pela máquina candidata M_i é chamada de operação candidata O_i . Como todas as máquinas são servidas pelos AGVs, há necessidade de estabelecer, no programa, uma sequência para essas operações. O modelo de RP não determina a sequência de disparo de transições habilitadas ao mesmo tempo. Logo, necessitamos do Sistema de Auxílio à Decisão (SAD), composto por regras de produção "fuzzy" para tomar decisões relativas à programação da próxima peça.

Para cada operação O_i , uma prioridade p_i associada a cada AGV livre é estabelecida. Dessas, seleciona-se a maior (p_{max}). Caso p_{max} seja maior que um limitante mínimo previamente definido, a operação candidata O_i é incluída na programação, definindo-se o tempo de início como sendo o instante corrente. Se outros AGVs estiverem livres, as operações candidatas restantes podem ser sequenciadas seguindo o método descrito. Caso contrário, aguarda-se que novas transições estejam habilitadas.

Descrevemos abaixo o algoritmo utilizado na aplicação do método proposto, supondo que lim denota o limitante mínimo usado para comparação com a prioridade máxima encontrada.

Enquanto houver transições habilitadas e AGVs livres, repita os seguintes passos:

1. Para cada uma das máquinas candidatas e para cada AGV livre, faça:

1a. Calcular $Dist$ e $Disp_{AGV}$, acessando informações do Banco de Dados;

1b. Acionar o Sistema de Auxílio à Decisão (SAD), com os valores encontrados no passo 1a;

2. Enquanto houver AGVs livres, repetir:

2a. Selecionar O_i associada ao par (M_i , AGV_i) de maior prioridade (p_{max});

2b. Se $p_{max} > lim$, incluir O_i na programação, determinando o seu tempo de início, senão, pare;

2c. Excluir a máquina M_i e AGV_i e operação O_i .

Cálculo da Distância e Disponibilidade do AGV. Os valores iniciais das variáveis de entrada do SAD (passo 1b)

são obtidos de informações a serem mantidas em um Banco de Dados, que deve conter, para cada máquina M, as seguintes informações:

- Percurso mínimo a ser percorrido para cada AGV livre, da máquina M a cada uma das outras máquinas e a estação de carga e descarga;
- Máquinas pelas quais cada AGV passa ao percorrer o percurso da posição em que se encontra até M;
- Se a máquina M está ocupada ou não;
- Caso a máquina esteja ocupada, o tempo de início do processo em andamento;
- Tempo estimado do percurso da posição corrente de cada AGV até M.

Com base nestas informações, o valor da variável *Dist* para uma máquina M é encontrado calculando-se o comprimento do percurso mínimo D de M até a posição corrente de um AGV livre, aplicando-se $Dist = Fuzz(D)$, onde *Fuzz* é uma função de "fuzificação". Chamamos de fuzificação o processo pelo qual um valor numérico é transformado num valor linguístico correspondente, como pequeno, médio e grande (Pedrycz 1993).

O valor da variável *Disp_AGV*, que representa a disponibilidade do AGV para M_j, será calculado, para uma máquina M, a partir das informações armazenadas, de acordo com o seguinte processo:

1. Encontrar o percurso mínimo da posição atual do AGV até M;
2. Determinar o conjunto de máquinas M_j, j=1,...,k, de máquinas que se encontram no percurso encontrado no passo 1;
3. Para cada uma das máquinas no percurso, calcular:

$X_j = TRest_j - Perc_j, j = 1, \dots, k$
 onde *TRest_j* o tempo restante para finalizar a operação em andamento em M_j e *Perc_j* é o tempo estimado para o AGV se locomover da sua posição atual até M_j;

4. Selecionar $X = \min_j (X_j, i=1, \dots, k)$;

5. Calcular $Disp_AGV = Fuzz(X)$;

Sistema de Auxílio à Decisão (SAD). O Sistema de Auxílio à Decisão tem a finalidade de inferir um valor para a variável linguística *Prior*, que representa a prioridade de uma operação. O conjunto de regras pode ser descrito através da Tabela 1, que indica os valores da variável de saída *Prior* em função dos valores possíveis para as variáveis de entrada *Dist* e *Disp_AGV*. As variáveis de entrada e saída do SAD assumem valores linguísticos definidos em termos de conjuntos nebulosos. O conjunto de valores linguísticos assim definido, para uma determinada variável, é chamado de partição nebulosa. O conjunto de regras, bem como as partições nebulosas, são definidas a partir de conhecimento adquirido de especialistas ou através da simulação com alguma experiência na resolução do problema. Neste exemplo as variáveis de entrada *Dist* e *Disp_AGV* e a variável de saída *Prior* podem assumir três valores linguísticos: pequeno, médio e grande, definidos como conjuntos nebulosos sobre conjuntos bases diferentes para cada variável, com elementos representando a distância (metros), o tempo (minutos), e a prioridade (nota), relativos às variáveis definidas. Com o disparo das regras apropriadas, que consiste apenas de uma consulta às entradas da Tabela 1, a variável de saída *Prior* recebe um valor linguístico definido como conjunto nebuloso. Em

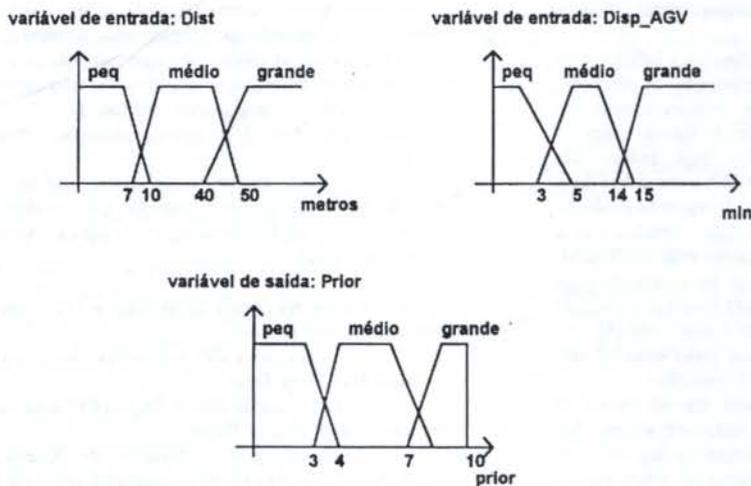


Figura 3. Partições Nebulosas

Dist	Disp AGV		
	PEQUENO	MÉDIO	GRANDE
PEQUENO	PEQUENO	MÉDIO	GRANDE
MÉDIO	PEQUENO	MÉDIO	GRANDE
GRANDE	PEQUENO	PEQUENO	MÉDIO

Tabela 1 - Regras de Produção "Fuzzy"

seguida, o valor da variável de saída **Prior** é então "desfuzificado" para obter-se um valor numérico para a prioridade dessa operação. A Figura 3 mostra as partições nebulosas para as 3 variáveis envolvidas nas regras "fuzzy". O disparo das regras pode ser feito seguindo-se algum de uma série de métodos de inferência nebulosa como, por exemplo, Mamdani, Larsen, Sugeno, etc (Pedricz 1993) (Yager e Filev 1994).

CONCLUSÃO

Este trabalho considerou o problema de programação da produção no contexto do FMS. Um método para determinação do sequenciamento de operações foi proposto, com base na análise do modelo de RP da célula flexível de manufatura e com o auxílio de um conjunto de regras "fuzzy" para apoiar as decisões de atribuição do tempo inicial de cada operação. O principal fator considerado nessa decisão é a disponibilidade do AGV.

O uso das regras nebulosas permitiu a modelagem de um aspecto complexo do problema de programação, no caso o transporte de peças, que é de difícil tratamento pelos métodos tradicionais.

Os aspectos a serem abordados em trabalhos futuros são as considerações de novas variáveis na determinação do sequenciamento, mais lotes de peças diferentes e partições nebulosas com maior número de conjuntos.

AGRADECIMENTOS

O segundo autor agradece o apoio recebido pelo CNPq, processo n.o 521029/94-5.

REFERÊNCIAS

1. Dubois, D., "Fuzzy Knowledge in Artificial Intelligence System for Job-Shop Scheduling", in applications of Fuzzy Set Methodologies in Industrial Engineering, Evans, G., Karwowski, W., Wilhelm, M., (eds), Elsevier Pub., 1989, pp. 73-89.
2. Noronha, A. B., Ribeiro, J. F. F., "Um Método e um Programa para Programação da Produção", Proc. XXVI Simpósio Brasileiro de Pesquisa Operacional, Florianópolis, Brasil, 1994, pp 6-11.
3. Inamasu, R. Y.; Porto, A. J. V. - "A Production Planning Systems Based on a Temporal Petri Net", Second Int. Conf. on Computer Integrated Manufacturing, Singapore, 1993.
4. Ammons, J. C.; Govindaraj, T.; Mitchell, C. M., "Decision Models for Aiding FMS Scheduling and Control", IEEE Trans. on SMC, vol. 18, n. 5, sept/oct. 1988, pp. 744-756.
5. Hendler, J.; Tate, A.; Drummond, M., "AI Planning: Systems and Techniques", AI Magazine, vol. 11, n. 2, summer 1990, pp. 61-77.
6. Pedrycz, W., "Fuzzy Control and Fuzzy Systems", Research Studies Press, second extended edition, 1993.
7. Yager, R.; Filev, D., "Essentials of Fuzzy Modeling and Control", John Wiley & Sons, Inc., 1994.
8. Shaw, M. J., "Knowledge-Based Scheduling in Flexible Manufacturing Systems: An Integration of Pattern-Directed Inference and Heuristic Search", Int. J. Prod. Res., 1988, vol. 26, n. 5, 821-844.

ABSTRACT

The production programming problem in Flexible Manufacture Systems is discussed, through a fuzzy production rules approach. The issue of pieces transportation is considered in the scheduling generation for the flexible manufacturing process, analysing a Petri net model. The information taken into account to the assignment of times to operations is the automated guided vehicles availability. An algorithm to select operations to be included in the scheduling is presented. A set of fuzzy production rules is used to decision support.

PROCEDIMENTOS INTELIGENTES PARA O CONTROLE DE SISTEMAS

EDSON PACHECO PALADINI
DEPARTAMENTO DE ENG. DE PRODUÇÃO E SISTEMAS
UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

RESUMO

O presente trabalho mostra procedimentos inteligentes para o controle e otimização de sistemas industriais que envolvam a avaliação de características mecânicas de materiais sólidos. Utiliza-se um modelo baseado em Redes Neurais para verificar a existência de defeitos de conformação em materiais (aqui denominados, em geral, produtos). O modelo, baseado no estudo de imagens de materiais, determina ações corretivas e preventivas para desvios detectados. Uma aplicação prática é relatada.

INTRODUÇÃO

A falta de qualidade de conformação em produtos industriais é observada se detectam-se, neles, alterações decorrentes de problemas no processo produtivo. Se estas alterações forem muito acentuadas, ações corretivas e preventivas devem ser imediatamente acionadas para garantir que o produto continue sendo fabricado conforme suas especificações. O histórico do processo, a experiência dos operadores e o conhecimento que se tem do produto são fatores que ajudam a definir que ações devem ser tomadas.

Uma questão complexa é verificar se existe, ou não, desvios de produção que possam comprometer a qualidade de conformação, ou seja, detectar defeitos que, embora não afetem diretamente o funcionamento do produto, provocam alterações em relação a seu projeto original. Exemplos destas alterações podem ser, por exemplo, a avaliação da presença de manchas em superfícies lisas, como chapas de aço ou de zinco, ou rachaduras em blocos de aço. Se estas alterações forem detectadas, devem ser acionadas as ações corretivas e preventivas a elas associadas, que garantam a manutenção das propriedades do produto. O problema tratado neste artigo, desta forma, é a avaliação objetiva das variações de propriedades relevantes do produto. Em particular, deseja-se saber como avaliar a intensidade destas variações, como verificar se estas variações comprometem a qualidade de conformação e identificar áreas onde são mais efetivas. Em outras palavras: avaliar a estabilidade de características essenciais de um produto quando em uso efetivo.

ESTABILIDADE DE SISTEMAS DINÂMICOS

Entende-se por estabilidade a manutenção de uma propriedade que caracteriza um sistema dinâmico ao longo de um período (qualidade de conformação do produto). A questão aqui considerada é a avaliação da estabilidade, isto é, o processo para determinar se uma característica apresentou variações que comprometem a utilização do produto.

O problema tratado neste paper está centrado nas situações onde não é possível medir a alteração na forma convencional. Assim, inicialmente, desenvolve-se um método que permite uma avaliação quantitativa da característica sob avaliação. Este método deve examinar a característica e extrair, dela, alguns dados que serão considerados "entradas" do modelo. Estas entradas deverão ser processadas e, ao final,

modelo deve informar se ocorreu a variação da característica, bem como a intensidade e a natureza desta alteração, se ela for considerada relevante.

ESTRUTURAÇÃO DO MODELO

O desenvolvimento e os testes do modelo foram feitos em Sistemas Industriais, que representam com perfeição os Sistemas Dinâmicos. A análise das variações que o Sistema pode gerar é feita nos resultados do processo industrial, ou seja, nos produtos.

O processo de formulação do modelo envolve duas fases: a obtenção dos dados a processar e os procedimentos computacionais nos quais os dados serão implementados. Inicialmente, considera-se um dado produto e determina-se a característica que pretende-se avaliar. Pode-se, se for o caso, selecionar a área do produto onde a propriedade é observada e concentrar-se atenção só nesta área. A seguir, a imagem da peça é capturada por um processo que inclui um sistema de iluminação que incide sobre a peça, câmeras que fotografam e dispositivos que gravam a imagem. O passo seguinte utiliza um processador que associa uma estrutura à imagem, como uma matriz ou histograma. Definida a estrutura de representação da imagem, utiliza-se outro processador para realçar, na imagem, características úteis para o estudo da propriedade. Com a imagem já associada a uma estrutura, devidamente tratada, pode-se aplicar, a esta estrutura, um processo de avaliação da característica ou a propriedade sob atenção. Este esquema - que pode, por exemplo, ser um software - determinará duas coisas: a existência ou não de variações, a forma e o conteúdo da variação, se ela existir.

CAPTURA DA IMAGEM

Existem métodos diversos para capturar a imagem, conforme estiver sendo considerado o ambiente monocromático ou o policromático. No caso de captura da imagem monocromática, há variadas possibilidades, como "scanning", "line scanning", processamento via placas, captura a nível de pixels, etc. Estudados os diversos métodos, concluiu-se que o mais adequado para o presente trabalho é aquele que utiliza a aquisição da imagem com o uso de placas digitalizadoras. Para este caso, estruturou-se um sistema de captura de imagem que envolve os seguintes elementos: (a) Uma câmera, que captura a imagem; (b) Placas de processamento da imagem; (c) Computador; (d) Software de processamento da imagem; (e) Sis-

tema de acoplamento da placa ao micro. Os métodos de captura da imagem policromática envolvem dispositivos similares.

UTILIZAÇÃO DE REDES NEURAIIS

Os métodos de aprendizagem aqui utilizados empregam técnicas de Inteligência Artificial. Neste caso, inicia-se o processo com o estudo de um conjunto de imagens que mostram alterações operadas em uma dada peça, isto é, o sistema toma contato com a imagem original e as imagens posteriores da peça que lhe são apresentadas. Estas imagens passam a ser os "padrões". O modelo, então, "aprende" que as variações apresentadas são compatíveis com a imagem original ou não são adequadas a ela. Assim, confere-se às imagens apresentadas uma dada classificação. A partir daí, as demais imagens da peça sob inspeção passam a ser avaliadas conforme os modelos que o sistema "absorveu". A ferramenta utilizada para a avaliação da estabilidade das características da peça por processos de aprendizagem é exatamente uma rede neural.

O modelo inicia com o treinamento da rede. Ao final do processo, a rede está com sua convergência caracterizada; peças defeituosas desvirtuarão esta tendência e serão detectadas. Por fim, analisando dados específicos das peças não-conformes, pode-se ter uma idéia da intensidade da variação. Por exemplo, se valores dos níveis de cinza forem muito discrepantes, o programa identifica como sendo devidos a manchas claras ou escuras, presentes na superfície da peça.

AVALIAÇÃO POR APRENDIZAGEM

Os processos de avaliação por aprendizagem enfatizam o desenvolvimento de um sistema de avaliação que seja aderente a situação onde ele será utilizado. Assim, parte-se do princípio que o próprio sistema deveria "observar" a situação em questão e "aprender", dela, o que deve e o que não deve ser feito. O que se deseja é que o sistema imite, passo a passo, o que faria um agente de decisão que precisa avaliar se as variações da característica sob estudo são aceitáveis.

O sistema deve procurar imitar o agente de decisão. Para tanto, o sistema "memoriza" situações onde uma determinada decisão foi empregada. A classificação, desta forma, ocorre porque o sistema identifica o que está considerando face à alguma coisa que já foi analisada antes, e foi memorizada. Como o sistema não pode "memorizar" todas as situações, leva-se em conta os casos observados como uma amostra da realidade, considerando-se, assim, a existência de uma variedade de situações não apresentadas no treinamento do sistema. Para tais situações, o sistema deverá decidir sozinho, por analogia. Ele tenta encontrar similaridades entre o que está "observando" agora e as situações armazenadas em sua memória. Sua decisão, neste caso, será igualmente registrada. Oferecida uma realimentação ao sistema de forma a conferir, à análise feita, um grau segundo o qual ela foi correta ou não, o sistema inclui este caso em sua base de conhecimento, e dispõe dela daqui para a frente. O sistema aprendeu como lidar com aquele contexto.

Por sua própria estrutura e natureza, as redes neurais são a ferramenta adequada para este caso. Além de trabalhar dentro das características do processo descrito, a rede opera em paralelo, processando várias informações ao mesmo tempo, com maior eficiência e eficácia do que os sistemas seqüenciais.

DESCRIÇÃO DO MODELO

A partir da análise processada em imagens de uma dada peça, cuja variabilidade é conhecida, o modelo, utilizando uma rede neural, determina se uma peça em particular apresenta (ou não), para suas características, variações compatíveis com seu projeto original e à demanda que pretende o produto satisfa-

zer. A avaliação não é feita com base em limites rígidos e constantes ao longo do processo, mas trabalha-se com padrões flexíveis.

Utiliza-se, aqui, matrizes de representação das peças. No caso monocromático, trata-se da matriz que associa níveis de cinza a cada um dos pixels; no caso policromático, trata-se de matrizes que associam parâmetros específicos a cada pixel. Os parâmetros mais relevantes são tom cromático, intensidade, saturação e valor (sistemas RGB e HSI).

Para a operação do programa, os agentes de decisão devem selecionar um conjunto de imagens de uma peça, julgadas serem portadoras de variações aceitáveis. Ao sistema serão apresentadas, também, imagens que mostram variações incompatíveis com a peça, de forma que a confrontação das duas situações seja evidente. Selecionado o parâmetro a utilizar, o sistema é munido de imagens com total compatibilidade às variações aceitáveis da peça. O programa requer imagens da peça (padrões) e opera pelo confronto das imagens sob análise com os padrões. Valores de referência para os limites dentro dos quais os parâmetros devem variar são fornecidos segundo as especificidades da peça.

Existem várias técnicas para a montagem de uma rede neural. As características da situação em estudo sugerem, aqui, o uso de uma rede "backpropagation" (realimentação constante, permanente atualização de dados e facilidades de treinamento). A rede utiliza a técnica do "gradiente descendente", adequada para casos onde se busca a minimizar erros entre a avaliação proposta pela rede e a avaliação feita (Lawrence, 1992).

A rede estruturada tem 3 camadas, sendo a primeira representada pelos dados de entrada $A(i)$, ou seja, valores da propriedade da peça associadas a cada pixel i . Anota-se a saída da rede por $B(j)$ e constrói-se, ainda, uma camada intermediária $C(k)$. A camada de entrada está ligada à camada intermediária por pesos $p(i,j)$, do ponto de entrada i para o ponto da camada intermediária j . Daí para a camada de saída são utilizados pesos $q(j,k)$. Foram adicionadas unidades-fantasmas para limiares, que originam as ligações $p(n+1,j)$ e $q(m+1,k)$.

Os pesos p e q são inicializados por uma subrotina que gera números aleatórios entre -0.001 e 0.001. Foram fixados $a(n+1) = 1.0$ e $c(m+1) = 1.0$. Inicia-se o treinamento: entradas e saídas (x,y) são apresentados à rede, ou seja, x representa o vetor de entradas e y representa o vetor das saídas desejadas. Utiliza-se, como função de ativação, a função exponencial, para j variando de 1 a m :

$$c(j) = 1 / (1 + \exp(- \sum_{i=1}^{n+1} [p(i,j) \cdot a(i)]))$$

Da camada intermediária para a camada final tem-se para todo j variando de 1 a t :

$$b(j) = 1 / (1 + \exp(- \sum_{i=1}^{m+1} [q(i,j) \cdot c(i)]))$$

Para minimizar o erro entre a saída proposta pela rede (b) e a desejada (y), usando a técnica do gradiente, aplica-se a regra da cadeia à função de ativação $[t(j) = b(j)(1 - b(j))(y(j) - b(j))]$, j variando de 1 a t . Pela "propagação para trás":

$$u(j) = c(j)(1 - c(j)) \sum_{i=1}^n [t(i) \cdot q(i,j)]$$

para todo j variando de 1 a m . Por fim, ajustam-se os pesos:

da camada intermediária para a camada final, como $F1(q(i,j)) = r \cdot t(j) \cdot c(i)$, para todo i variando de 1 a $m + 1$ e j variando de 1 a n . Da camada inicial para a intermediária tem-se $F1(p(i,j)) = r \cdot u(j) \cdot a(i)$ para todo i variando de 1 a $m + 1$ e j variando de 1 a n . r é a taxa de aprendizagem e seu valor foi fixado em 0.4 (Knight, 1990). O valor do erro a cada interação diminui se as peças apresentam variações aceitáveis. Quando tornam-se inferiores a um limite, a rede está treinada. Os pesos são adequados para a classificação desejada. Parte-se aí para a avaliação das imagens.

RESULTADOS E CONCLUSÕES

Nos testes do modelo foram processadas cerca de 15.000 imagens, para 3000 peças. Foram observados dois tipos de erros: peças perfeitas classificadas como defeituosas e defeituosas classificadas como perfeitas.

Das aplicações feitas constata-se que este é um modelo simples em utilização, embora teoricamente sofisticado. Ele serve para a detecção de variações inaceitáveis, que demonstram falta de conformidade da peça em relação a um padrão. A maior característica do programa é sua adequação ao processo produtivo onde a avaliação é operada, o que permite considerável flexibilidade na análise das imagens das peças. Não se requer alta resolução da imagem. Os resultados mostram que o índice de acerto do programa é alto: observando-se 3000 imagens de 600 peças utilizadas como amostra, 99.85% foram corretamente classificadas, havendo erro em 0.15% delas. Estes resultados se mantiveram no universo estudado. Poucas peças foram necessárias para treinar a rede. Houve um caso que 300 imagens foram suficientes.

REFERÊNCIAS

- Knight, K. Connectionist Ideas and Algorithms. Communications of the ACM. 33 (11), 1990. P. 59-74.
- Lawrence, J. (Ed.) Introduction to Neural Networks and Expert Systems. Nevada, CA. California Scientific Software. 1992.

ABSTRACT

This paper shows intelligent procedures to the control and optimization of industrial systems. It deals with the characteristic evaluation of solid materials. We use a neural network to detect defects in the materials surface. The model proposes analysis procedures using the images of the materials. This analysis define corrective and preventive actions to be done. Practical applications of the model are discussed.

SENSORIZACIÓN DE UN AMORTIGUADOR PARA VEHÍCULO TURISMO

Dr. Vicente Díaz, Universidad Carlos III de Madrid.
D^a Sonia Fernández, Universidad Carlos III de Madrid.
D Emilio Velasco, Universidad Carlos III de Madrid.

Este artículo trata de la metodología seguida para el desarrollo de un sensor óptico de bajo coste que, colocado en el interior del amortiguador, mide la distancia entre el vástago y el cuerpo del amortiguador y, por tanto, el desplazamiento relativo masa suspendida y masa no-suspendida. Se describen la caracterización del aceite en cuanto a sus propiedades ópticas, la selección de los dispositivos optoelectrónicos necesarios para la materialización del sensor y la electrónica del dispositivo.

INTRODUCCIÓN

Para evaluar el correcto comportamiento de un amortiguador cuando el vehículo se mueve, es conveniente medir los desplazamientos de la masa suspendida en relación con la masa no-suspendida. Por ello, se ha pensado en dotar al amortiguador con un sensor de tipo óptico que, para ser viable, debe cumplir una serie de condiciones, entre las que cabría destacar:

- rango dinámico similar al existente en el interior del amortiguador,
- robusto en las condiciones adversas en las que va a trabajar: poco sensible al incremento de temperatura experimentado por el aceite y a las fluctuaciones de presión sufridas en la cámara del amortiguador,
- inalterable por la acción del aceite del amortiguador (SAE 20), y
- de bajo coste.

Previamente al desarrollo del sensor, ha sido necesario caracterizar ópticamente el comportamiento del aceite del amortiguador (Díaz, 1995). Para ello se empleó un espectrofotómetro, cubriendo el rango del infrarrojo al visible. Se obtuvieron la transmitancia del aceite (o su complementario, la absorbancia) en diversas etapas de su vida útil a distintas longitudes de onda de la luz incidente, y otros parámetros ópticos de interés, como los índices de refracción de los aceites. Se define la transmitancia como la razón entre la intensidad transmitida y la intensidad incidente (normalmente en %).

SELECCIÓN DE LA LONGITUD DE ONDA DE TRABAJO

La intensidad transmitida por un medio es función de la intensidad de la luz incidente, del coeficiente de absorción del medio (propio de cada medio a distintas longitudes de onda) y del camino óptico recorrido. Así, una vez identificada una banda de absorción adecuada centrada en una determinada longitud de onda, y obtenido el coeficiente de absorción del medio para esa longitud de onda, la fracción de energía incidente que absorbe el medio es únicamente función del camino óptico recorrido por el haz de luz.

La determinación del coeficiente de absorción del medio se hace aplicando la siguiente fórmula (despreciando el efecto de reflexiones múltiples en el interior de la celda de muestreo):

$$\alpha = \frac{1}{d} \ln \left[\frac{(1-R_1)^2}{(1-R_2)^2 \cdot T_m} \right] \quad (4)$$

donde α es el coeficiente de absorción; d , el camino óptico; R_1 y R_2 son las fracciones de energía reflejadas en los medios aire-cristal y aceite-cristal, respectivamente; y T_m es la transmitancia medida en esas condiciones.

La figura 1 muestra la caracterización espectral de los aceites 1, 2 y 3 en el rango del IR y el visible. El aceite 1 es un aceite "limpio", mientras que los aceites 2 y 3 provienen de amortiguadores usados. La transmitancia mostrada es la razón entre la transmitancia cuando el aceite llena la celda y cuando es aire lo que hay en el interior de la celda ("background"). El hecho de que en ocasiones tome valores mayores del 100 % se puede explicar porque el aceite produce un efecto antirreflectante, de manera que en el caso en el que sólo hay aire llenando la celda se producen más reflexiones que si hay aceite.

Tras obtener estas gráficas, se pensó que el pico señalado con (*), centrado aproximadamente en torno a 1700 nm, podría ser un pico de absorción adecuado. Sin embargo, al realizar los cálculos necesarios para obtener α mediante la fórmula anterior, se obtuvieron coeficientes de absorción muy elevados, de manera que para un espesor de 1 mm se absorbía el 100 % de la energía incidente. Además, en esas longitudes de onda no hay emisores comerciales disponibles, por lo que finalmente se desechó la posibilidad de seleccionar esa banda de absorción como válida.

Para estudiar otras bandas de absorción posibles, se procedieron a realizar pruebas adicionales con un espesor mayor de aceite (celda con cristales de zafiro, camino óptico de 68 mm), obteniéndose el espectro mostrado en la figura 2.

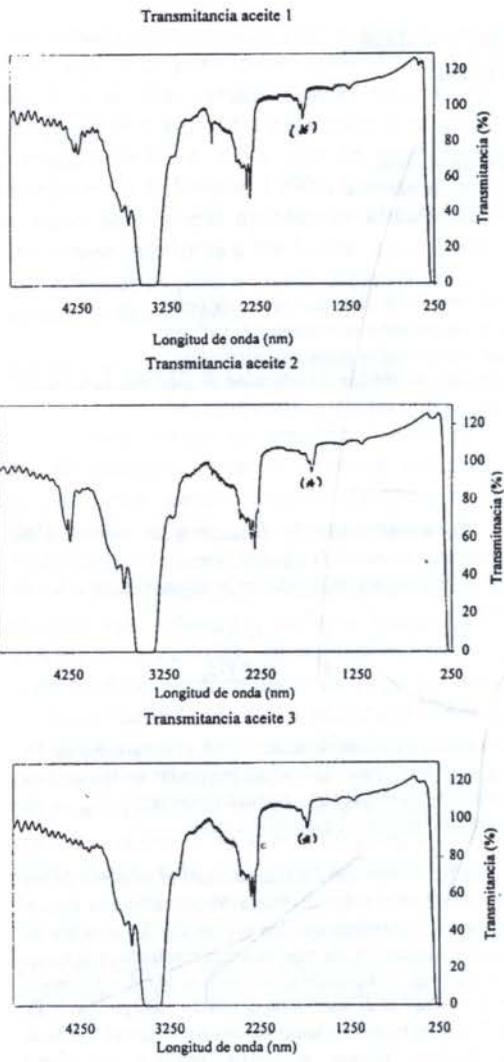


Figura 1.- Caracterización espectral de los aceites 1, 2 y 3.

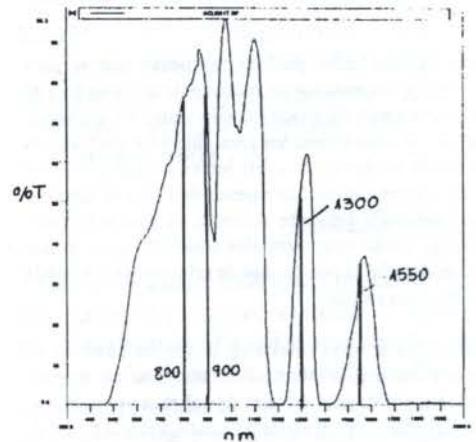


Figura 2.- Transmittancia del aceite 1 (camino óptico de 68 mm).

Además, se estudiaron los distintos emisores y detectores disponibles en el mercado. Así, se pudo comprobar que hay emisores y detectores comerciales en diversas de las bandas de absorción que podrían ser de interés. La selección de dichos elementos se justifica en el siguiente punto.

SELECCIÓN DE ELEMENTOS EMISORES Y DETECTORES

Los emisores y detectores (regiones infrarroja y visible) más ampliamente usados en comunicaciones ópticas y, por lo tanto, disponibles en el mercado a precios relativamente bajos, son los mostrados en la tabla 1.

Tabla 1: Emisores y receptores		
Longitud de onda (nm)	Tipo de dispositivo disponible	
	Emisores	Receptores
1650	Láser pulsado	Fotodiodos de avalancha (APD) y fotorresistencias
1550	LEDs	
1300	LEDs y L. pulsado	
de 800 a 900	LEDs y L. pulsado	

Se observa que de estos emisores y receptores hay varios que trabajan en bandas de absorción de interés (ver figura 2). En principio, se ha pensado en trabajar en la banda alrededor de 800 nm, sin descartar la posibilidad de trabajar en torno a 1300 nm. El por qué de esta decisión se basa en que a esas longitudes de onda, los emisores y detectores son mucho más baratos, y además se encuentran fácilmente en el mercado. Una vez elegida la banda de trabajo, hubo que seleccionar el tipo de emisor: bien un láser pulsado o bien un LED.

Los láseres como fuentes de radiación en dispositivos electro-ópticos tienen, entre otras, las siguientes características: alta monocromaticidad, pequeña divergencia angular del haz a la salida, posibilidad de emitir en pulsos, con alta potencia, y posibilidad de polarización. En cuanto a los LEDs, tienen un buen comportamiento en el IR cercano y también en la región visible. Por otra parte, presentan pequeñas dimensiones, dependencia lineal de los parámetros de la radiación con la corriente suministrada, y posibilidad de modulación de la luz con suministro de pulso. Además, aunque la monocromaticidad es menor que la de los láseres, es bastante alta, y tienen un precio inferior a los láseres pulsados.

Como uno de los objetivos principales es que el sensor sea lo más económico posible, se decidió finalmente adquirir LEDs en la longitud de onda elegida. De entre las muchas posibilidades existentes en el mercado, se seleccionaron finalmente los tres LEDs de la casa Hitachi que se describen a continuación.

El HE8807CL es un LED infrarrojo de GaAlAs que emite de 800 a 900 nm. Tiene un haz colimado por una lente, y está herméticamente sellado, lo que le confiere una gran fiabilidad. La temperatura de operación va de -20 °C a 80 °C. Como principal ventaja es que la amplitud espectral es pequeña, debido a que el haz está colimado. El HE8404SG es similar al anterior, emite de 790 a 850 nm, con salida con alto brillo, alta potencia de salida (>40 mw) y alta velocidad de respuesta. Como inconveniente frente al anterior tiene una temperatura de operación menor, comprendida entre -20 °C y 60 °C. El último LED seleccionado es el HE8807SL, que es un LED infrarrojo de GaAlAs que emite de 790 a 850 nm, con direccionalidad radiante estrecha e intensidad radiante alta.

Está herméticamente sellado, y al igual que el primero lleva una lente. La temperatura de operación es de -20 °C a 80 °C. Todos ellos tienen un diámetro cercano a 5 mm.

En cuanto a los elementos detectores, los más habituales son Fotodiodos de avalancha (APD) y fotorresistencias. Las fotorresistencias tienen un pequeño tamaño y masa, y capacidad para trabajar en un intervalo de longitudes de onda amplio. Como inconveniente, presentan gran dependencia de sus características y parámetros con la temperatura. En cuanto a los Fotodiodos, una característica muy importante es la estabilidad de sus parámetros si hay cambios en la temperatura, presión y humedad del ambiente.

Los Fotodiodos cuestan en el mercado casi el doble que las fotorresistencias, pero su precio sigue siendo muy bajo, por lo tanto no se descarta el empleo de ninguno de ellos, y ambos siguen considerándose potencialmente válidos.

PROTOTIPO PARA ENSAYOS

Para ensayar el sensor se pensó inicialmente en fabricar un cilindro opaco con un émbolo desplazándose en su interior, pero posteriormente se desechó esta idea y se empleó directamente un amortiguador convencional. El amortiguador usado es de tipo bitubo, con una carrera máxima de 105 mm. Al no ser desmontable, fue necesario proceder a cortarlo y extraer el aceite para montar el sensor en su interior. Se mecanizó la parte exterior del tubo, colocándose dos bridas para que se pudiera abrir fácilmente. Asimismo, fue necesario perforar todo el vástago del amortiguador a través de su eje longitudinal para poder introducir los cables (ver esquema en figura 3).

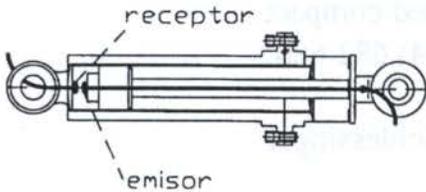


Figura 3.- Esquema del montaje realizado en el amortiguador.

La fotorresistencia se coloca en la parte opuesta al émbolo, para de esta manera evitar los problemas de ruidos derivados del empleo de longitudes grandes de cable, a los que la fotorresistencia es muy sensible. Además fue necesario encapsular la fotorresistencia en plástico transparente para evitar que fuera dañada por contacto con el aceite o con el metal.

En este primer prototipo no se han considerado los efectos de la variación de la presión en el interior del amortiguador, ni del cambio de temperatura del aceite por el uso del amortiguador, ya que sólo se ha empleado para hacer una calibración preliminar del sensor.

La electrónica para este sensor no es, en principio, comercial. En cambio, resulta ser un diseño simple. El LED debe ser alimentado con una intensidad en torno a los 200 mA y la tensión disponible es de 12 V en cc, es preciso poner una resistencia de aproximadamente 60 Ω. En cuanto a la fotorresistencia, esta depende para su operación del cambio en la conductividad eléctrica de la capa sensible al ser sometida a irradiación. El típico diagrama del circuito para una fotorresistencia se muestra en la figura 4.

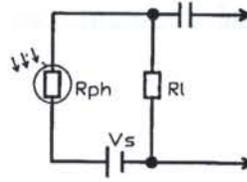


Figura 4.- Diagrama del circuito eléctrico para una fotorresistencia.

Con una variación de R_{ph} igual a ΔR_{ph} (siendo $\Delta R_{ph} \ll R_{ph}$), la señal cambia en un valor igual a

$$\Delta V = [V_s R_l / (R_l + R_{ph})^2] \Delta R_{ph} \quad (2)$$

Si se hace un ajuste óptimo entre R_l y R_{ph} , es decir, a $R_l = R_{ph}$, entonces:

$$\Delta V = V_s \Delta R_{ph} / 4 R_{ph} \quad (3)$$

La sensibilidad del detector (respuesta por unidad de radiación luminosa que llega) bajo unas condiciones de servicio dadas viene dada por la expresión

$$S_v = (V_s / 4 A) S_E \quad (4)$$

siendo $S_E = \Delta R_{ph} / (R_{ph} \Delta E)$, donde ΔE es el término conocido como *irradiancia*, que es la razón entre el flujo radiante que llega al elemento y el área de la superficie sobre la que incide, y A es el área de la capa sensible. Se observa pues que la sensibilidad de la fotorresistencia dependerá no sólo de las propiedades del detector, sino también del circuito eléctrico construido.

Otro factor que hay que tener en cuenta a la hora de elegir el valor de R_l es que además de la señal que interesa, normalmente llegan a la fotorresistencia señales espurias de fondo. Estas señales causan un decrecimiento en la resistencia del elemento detector incluso en la ausencia de la señal deseada. Cuando se conocen la energía radiante y características del entorno para un detector se puede hacer una elección óptima de los parámetros del diagrama de conexión.

En las pruebas previas se ha visto la conveniencia de incluir filtros ópticos para seleccionar mejor la longitud de onda de interés.

CONCLUSIONES

Se ha desarrollado una nueva metodología para conseguir un sensor de bajo coste que mida el desplazamiento entre el vástago y el cuerpo del amortiguador. El sensor es de tipo óptico y va colocado en el interior del amortiguador. La medida del desplazamiento entre vástago y cuerpo del amortiguador implica conocer el desplazamiento relativo entre masa suspendida y no suspendida del vehículo, por lo que se supone que esta metodología servirá en aplicaciones relativas a suspensiones activas. Por otra parte, como el aceite al degradarse con el uso modifica sus propiedades ópticas, el sensor también podría proporcionar un criterio de envejecimiento del aceite, de manera que se pudiera

determinar en qué momento es necesario deshechar un amortiguador.

REFERENCIAS

V. Díaz et al., "Sensor de desplazamiento", COBEM-CIDIM/95.

F. López et al., "Integrated optical filters for infrared electrooptical gas sensors", Sensors and Actuators B, 6 (1992) 170-175.

F. López and J. de Frutos, "Multispectral interference filters and their application to the design of compact non-dispersive infrared gas analysers for pollution control", Sensors and Actuators A, 37-38 (1993) 502-506.

F. López and J. de Frutos, "Electrooptical infrared compact gas sensor", Sensors and Actuators B, 18-19 (1994) 682-686.

"Infrared Technology Fundamentals", Monroe Schlessinger (1995).

Dinámica Vehicular Basada en la Técnica de BOND-GRAPH, Carlos Vera y Jesús Félez.

SUMMARY

This paper deals with the method followed to develop an low cost optical sensor. The sensor is located inside the damper, and measures the displacement of the suspended mass relative to the non-suspended mass. The optical characterization of several oils, the selection of optoelectronic devices, and the electronics required are reported.

ELEMENTOS DE MÁQUINAS

OUT-OF-PLANE DEFLECTION OF AN OVERHANG CURVED SHAFT

S.S.DANA

Department of Mechanical Engineering, Federal University of Paraiba,
Joao Pessoa, Brazil

SUMMARY

In this paper the final solution for deflection and twist angle of overhang curved shaft due to static torque is given. The problem is formulated directly from thin-ring theory. The closed form solution is presented for the differential equations of equilibrium for an infinitesimal element deflecting out of its initial plane of curvature allowing the effect of bending-torsional coupling. The solution is found using the formulation for the small-amplitude, deflection of thin, circular-arc shaft. The validity of the model is assessed by comparison of results with the solution of a straight shaft.

INTRODUCTION

Accurate knowledge of response of curved shafts to different load type is of great importance in many engineering applications such as the design of machines and aircraft. One of the most important factors in design is calculating the deflection and stress in these shafts. Recently curved elements have been employed in intelligent actuators. Formulating the problem of a curved shaft for static load applications goes back to Voltera(1952). His formulation gave erroneous results. Eubanks solved for nonlinear deformation of a curved shaft and came up with the solution that blows up for several arc angle values. Cheny(1965) gave the solution for linear problem with the same limitation. Concerned with steady state vibration of curved beams. Rao(1971), and Wang(1984) presented a formulation for out-of-plane coupled twist-bending vibration for a curved beam. A work by Montalvo e Silva(1988) presented an analytical model allowing inclusion of the effects of torsional inertia deformation. The results were given for steady state forced vibration. Bert(1989) using a direct thin-ring theory, formulated the problem of a curved shaft subjected to static torque. He came with erroneous assumption for torque variation with respect to angle position. Dana(1994) using the a direct thin ring theory presented a new formulation for out-of-plane deflection of a pinned ends curved shaft under static torque. The purpose of this paper is a solution for deflection of an overhang curved shaft, subjected to static torque using the new formulation.

GEOMETRICAL CONFIGURATION

The problem is solved here for a specific application of transmitting torque with a curved shaft. The geometrical configuration is shown in Fig 1.

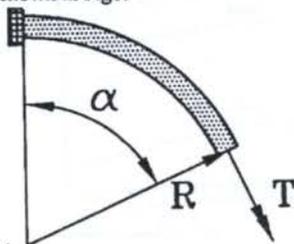


Fig. 1- The geometry of an overhang curved shaft

MATHEMATICAL FORMULATION

Consider an infinitesimal element of a curved shaft with a cross-sectional shape as shown in Fig 2, suggested by Bert(1989). Here M_b and M_t are represented as well as the related rotations of θ and β of the local axes during deformation. R is the center-line radius of the arc, and ϕ is angle variation of the arc of the curved shaft

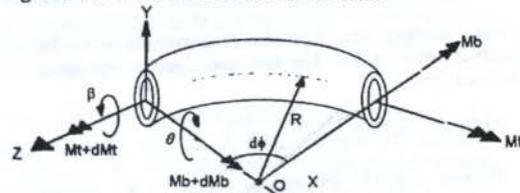


Fig. 2. An infinitesimal element of a curved shaft.

Bert(1989) neglecting the warping deformation of the cross-section, and transverse shear deformation came with static equilibrium equations as follow:

$$\partial M_b(\phi) / \partial \phi + M_t(\phi) = 0 \quad (1)$$

$$\partial M_t(\phi) / \partial \phi - M_b(\phi) = 0 \quad (2)$$

The constitutive equations for small deflections and rotations are:

$$M_b(\phi) = EI/R (\beta(\phi) - \partial \theta(\phi) / \partial \phi) \quad (3)$$

$$M_t(\phi) = C/R (\theta(\phi) + \partial \beta(\phi) / \partial \phi) \quad (4)$$

Where I is bending moment of inertia of the curved shaft. M_b and M_t are the respective bending and twisting moments. β and θ are twist and bending angle at a given circumferential angular position ϕ . EI and C are respective flexural and torsional rigidities. Solving for β and its derivative from equations (1) to (4) gives the following governing differential equation:

$$\beta^{IV} + 2\beta'' + \beta = 0 \quad (5)$$

Where β^{IV} and β'' are respectively the fourth and the second derivative of β with respect to ϕ .

SOLUTION OF DIFFERENTIAL EQUATIONS

The general solution for equation(5) given by Bert(1989) can be written as follow:

$$\beta(\phi)=C1 \sin\phi +C2 \cos\phi +C3 \phi \sin\phi +C4 \phi \cos\phi \quad (6)$$

In stead of finding the solution for θ which is identical to β , the solution for W the deflection in y direction is found. The Equation(7) is suggested by Dana(1994) to describe the relation between twist angle $\beta(\phi)$ and deflection $W(\phi)$.

$$W(\phi)=-R^2T/C \sin(\alpha-\phi)-R \beta(\phi) + A \quad \text{for } \alpha \geq \phi > 0 \quad (7)$$

The constant A is found by proper boundary conditions.

SOLUTION FOR SPECIFIC BOUNDARY CONDITIONS

In many problems dealing with rotating machinery and shafting, the boundary conditions do not follow the classical boundary conditions. The pinned ends boundary conditions already applied by Dana(1994) and the results were obtained. Here an overhang boundary condition is considered:

Overhang Shaft: The appropriate boundary conditions are:

$$\beta(0)=0, W(0)=0, W'(0)=0, \text{ and } Mb(\alpha)=0 \quad (8)$$

The four boundary conditions are necessary to solve for constants in equation (6). The first two boundary conditions simply result in:

$$\beta(0)=0 : C2=0$$

$$W(0)=0 : A=(R^2 T/C) \sin\alpha$$

The other two boundary conditions result in following equations for twist angle:

$$Mb(\alpha)=0 \quad \beta''(\alpha) + \beta(\alpha) = 0$$

$$W'(\alpha)=0 \quad \beta'(0) = (RT/C) \cos\alpha$$

It is necessary to come up with another boundary condition to find the third constant in equation (6).

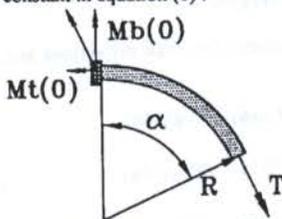


Fig.3- The static equilibrium configuration

This condition can be found by applying the static equilibrium equations at the origin, as it is shown by figure 3 . The result is:

$$Mb(0)=-T\sin(\alpha) \quad \beta''(0) + \beta(0) = 0$$

The final solutions for overhang boundary conditions are:

$$\beta(\phi)=(RT/C)(\cos\alpha \sin\phi) \quad (9)$$

$$W(\phi)=(R^2 T/C)(\sin\alpha)(1-\cos\phi) \quad (10)$$

CHECKING THE VALIDITY OF THE MODEL

In this paper the validity of the model is demonstrated by comparing the twist angle and the deflection of identical straight shafts with the results of curved shafts with the same physical properties. A straight shaft under pure static torque T applied at its ends does not deflect, therefore the deflection function $W(\phi)$ for a straight must be zero. Diminishing the arc angle α of a curved shaft while keeping its length constant, on its limit a curved shaft will behave as a straight shaft. The same thing must happen to $Mb(\phi)$ the bending moment indicating that there will be no bending moment for a straight shaft under pure torsion applied at its ends. For the same reason the twist angle function $\beta(\phi)$ must have the same value of the twist angle of a straight shaft with the same length on the limit of angle α . The torsional moment $Mt(\phi)$ along the curved shaft must be different the applied static torque T , exempt at the shaft ends where it is applied. The torsional moment $Mt(\phi)$ along the curved shaft must tend to static torque value T as the arc angle α tend to zero. This way the two expressions for the twist angle $\beta(\phi)$, and the deflection $W(\phi)$ are validated. For this purpose the dimensions and physical properties of the straight shaft chosen are shown in the Table 1.

Table 1. Properties of The Straight Shaft

Description		Value
Length	(L)	0.314m.
Outside Diameter	(D)	0.048m
Inner Diameter	(d)	0.041m
Shear Elasticity Module	(G)	65 e9 N/m ²
Polar Moment Of Inertia	(J)	2.4373 e-7 m ⁴
Torsional Rigidity	(C)	1.5842e4N-m ²

The dimensions of the chosen curved shafts for comparison are shown in the Table 2. The physical properties are the same.

Table 2. The Dimensions of the Curved Shafts

N	Radius (R) m	Curvature Angle (α) deg
1	0.40	45
2	0.60	30
3	1.8	10
4	18.0	1

For showing the results the ratio of the twist angle of a curved shaft $\beta(\phi)$ to its corresponding value of a straight shaft is calculated. The ratio is defined as Twist Ratio, and it is plotted in Fig. 4.

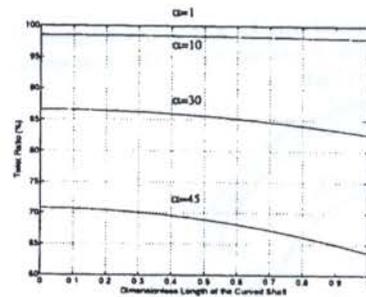


Fig.4-Twist Ratio variation along the shaft with respect to Arc Angle α

Looking at Fig.4, as the curvature angle of the shaft α diminishes the Twist Ratio approaches its limit of 100% of a straight shaft. The proposed twist angle function $\beta(\phi)$ is correctly approaching its limit. The deflection $W(\phi)$ for a unit load is shown in Fig. 5.

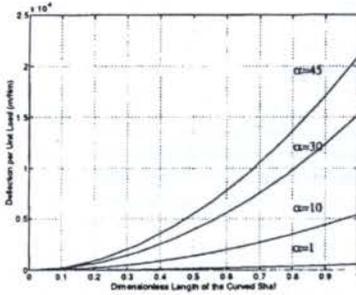


Fig5. Deflection variation along the shaft with respect to Arc Angle α

The deflection $W(\phi)$ shown in Fig4 tends to zero as the arc angle α diminishes, indicating that there will be no deflection for a straight shaft under pure torsion applied at its ends. Now the bending moment $Mb(\phi)$ is considered. The bending moment along the shaft must tend to zero while the arc angle(α) diminishes. The fig. 6 demonstrates this fact.

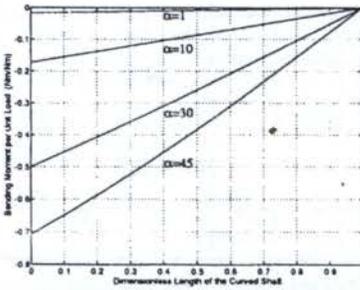


Fig.6. Bending Moment variation along the shaft with respect to Arc Angle α

Finally the torsional moment $Mt(\phi)$ is verified. The torsional moment along the shaft tends to unit load applied originally at its ends, while the arc angle(α) diminishes. The fig.7 shows the variation of the torsional moment along the shaft for several arc angles.

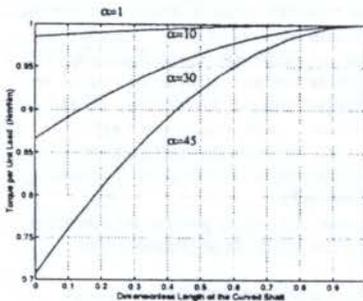


Fig7. Torsional Moment variation along the shaft with respect to Arc Angle α

Therefore the two expressions for the twist angle $\beta(\phi)$, and the deflection $W(\phi)$ are validated.

CONCLUSION

In most engineering application of shafts, the basic concern is reduction of bending moment, due to curving of the shaft in assembling. Therefore a mathematical expression of the deflection, and twist angle for a clamped ends curved shaft, is of a great importance. The formulation proposed here shows the variation of these parameters in respect to the arc angle α and material property ratio of E/G . Where E and G are flexural and torsional properties. With the general expressions for deflection W , twist angle β , and bending moment the necessary information is at hand.

REFERENCES

- Bert, C.W., "Deflection and Stress in a Curved Shaft due to Torque", ASME Journal of Applied Mechanics 56, 975-977, 1989.
- Cheney, J.A., "Deflection of a Curved Shaft Due to Torque", ASME JOURNAL OF APPLIED MECHANICS 32,215-217, 1965.
- Dana, S.S., "A New Formulation for Out-of-plane Deflection of Pinned Ends Curved Shaft", Proceeding of 3rd North-Northeastern Congress of Mechanical Engineering- Vol. II, pp.360-363- Belem, Para, Brazil, 1994
- Dana, S.S., Bert, C.W.," Coupled Dynamic Response of a Curved Shaft due to Sudden Change of Torque", Proceedings of 11th Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Vol. II, pp.293-296, Sao Paulo, Brazil, 1991.
- Eubanks, R.A, "Nonlinear Deformation of a Curved Shaft Due to Torque", ASME JOURNAL OF APPLIED MECHANICS, 30, 468-471, 1963.
- Hanibal, A.J., and Avila, J.A., "A Torsionally Stiff-Bending Soft Drive shaft", Proceedings of the 39th Annual Conference, Reinforced Plastics/Composites Institute, Society of the Plastics Industry, Jan. 16-19, 1984
- Montalvao e Silva and Urgueira, "Out-of-plane Dynamic Response of Curved Beams- An analytical model", Int. J. Solids Structures 24, No.3, 271 -284, 1988
- Rao, S.S., "Effects of Transverse Shear and Rotary Inertia on the coupled twist -bending vibration of circular rings. J. Sound and Vibration. 16, 551-5664, 1971.
- Volterra, E., "Bending of a Circular Beam resting on an Elastic Foundation", ASME JOURNAL OF APPLIED MECHANICS 19, 1-4, 1952.
- Wang, T.M., Laskey, A., and Ahmad, M., "Natural Frequencies for out-of-plane vibrations of continuous curved beams considering shear and rotary inertia", Int. J. Solids Structures , 20, 257-265, 1984.

PROJETO DE MANCAIS AEROSTÁTICOS POR MEIO DE SOFTWARE INTELIGENTE

Eduardo Carlos Bianchi, Luiz Fernando Pascon, Odilson Coimbra Fernandes,
Luiz Eduardo de Angelo Sanchez, Luiz Daré Neto
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mesquita Filho"
Câmpus Universitário de Bauru - 17033-360 - Bauru - SP - Brasil

RESUMO

Neste trabalho é apresentado um software para dimensionamento de mancais aerostáticos, direcionado à projetistas de máquinas ferramentas de precisão. Com este software é possível obter maior flexibilidade no dimensionamento dos vários tipos de mancais aerostáticos e maior confiabilidade no dimensionamento quanto a erros empíricos e matemáticos. Trata-se de um recurso adicional na busca de soluções melhores.

INTRODUÇÃO

Considerando-se o crescente aumento da utilização dos microcomputadores para todas as áreas do conhecimento, o desenvolvimento de projetos para máquinas ferramentas de precisão pode ser flexibilizado, quanto a seu dimensionamento, e assegurada sua confiabilidade no dimensionamento.

Para isto, é apresentado um software para dimensionamento de mancais aerostáticos (radiais e axiais) desenvolvido para satisfazer estes objetivos. Este software possibilita que seu usuário, com ou sem experiência, possam utilizá-lo de forma rápida e eficiente, conhecendo-se apenas os conceitos básicos sobre os tipos de mancais aerostáticos possíveis de serem utilizados.

O software apresenta opções de manuseio de arquivos de dados, podendo o usuário executar um projeto, armazená-lo em um arquivo dando-lhe um nome específico, e posteriormente, se necessário, recuperá-lo para uma eventual análise ou redimensionamento. Assim, os conceitos de tecnologia de grupo podem ser facilmente incorporados ao software, através da codificação dos projetos para posterior recuperação.

MANCAIS AEROSTÁTICOS

Os primeiros estudos visando o ar como lubrificante, segundo Araújo (1984), foram feitos no início do século passado quando R. Willis descobriu a lubrificação aerostática.

A grande evolução dos mancais lubrificadas a ar ocorreu com a necessidade de aplicações específicas em equipamentos que exigiam baixos níveis de vibração e atrito, altas rotações, desgaste desprezível, precisão de movimento, dentre outros.

Para muitas situações os mancais convencionais como rolamento ou escorregamento não satisfazem as condições exigidas. Outros tipos de mancais foram desenvolvidos para aplicações especiais como mancais hidrostáticos que utilizam líquidos como lubrificante ou mancais magnéticos, para sistemas de vácuo, como exemplo.

Entretanto, características como alta rotação, capacidade de carga com velocidade zero, baixo atrito, precisão de movimento, repetibilidade de movimento, pouco desgaste, não contaminação do ambiente e do mancal, rigidez elevada, operabilidade a altas temperaturas, vida longa sem manutenção são preenchidas com os mancais aerostáticos.

Na tabela 1 é apresentado uma comparação com alguns tipos de mancais mais utilizados.

No mancal aerostático, ou pressurizado externamente, a pressão da película de gás é obtida por uma fonte externa (usualmente um compressor) onde o gás pressurizado é levado

até a folga do mancal alimentando-o por meio de restritores (orifício ou ranhura) de vazão, expandindo-se e escoando para as bordas do mancal.

Tabela 1 - Comparação entre tipos de mancais.

Fator a ser Considerado	Tipo de Mancal		
	Hidrostático	Rolamento	Aerostático
Precisão de posicionamento	10	6	10
Momento de partida baixo	5	5	10
Operacionalidade a altas rotações	5	6	10
Absorção de vibrações	8	5	10
Precisão de movimento	10	7	10
Vida longa sem manutenção	8	6	10

Os mancais radiais são compostos por uma bucha cilíndrica na qual são dispostos restritores no mesmo plano circunferencial, igualmente distribuídos, que constitui uma carreira de orifícios. Se o mancal possuir apenas uma carreira de orifícios, esta deve estar posicionada no meio do comprimento do mancal. Caso possua duas carreiras de orifício, estas devem estar dispostas da extremidade do mancal a uma distância de um quarto de seu comprimento.

Os mancais axiais podem ser divididos em mancais de restritores central e anulares. No primeiro caso, eles são constituídos de uma superfície plana e circular com orifício central, normalmente com rebaixo que proporciona a sustentação da carga. No segundo caso eles são utilizados quando é necessária a passagem de um eixo através do mancal tendo portanto uma distribuição circular. Os orifícios ou ranhuras são distribuídos de forma circular e igualmente espaçadas, ao longo de um diâmetro que permita uma melhor distribuição da carga e vazão. Para ambos os casos os bujões de alimentação podem facilitar sua fabricação.

Os mancais aerostáticos podem também ser classificados segundo o tipo de restritor, podendo ser (Powell 1970):

- Restritor de orifício com rebaixo;
- Restritor de orifício sem rebaixo;
- Restritor de ranhura;

- Restritor de orifício elástico;
- Restritor capilar;
- Restritor de superfície porosa;
- Restritor de inserto poroso;
- Restritor de elemento cônico.

Os restritores com rebaixo, possuem a geometria mais comum e com a mais alta rigidez em relação qualquer outro tipo de restritor fixo; contudo, proporciona instabilidade aerostática conhecida por "ariete pneumático" que pode ser evitado fazendo um volume mínimo no rebaixo (Powell 1970).

A construção mais comum deste mancais é com bujões de alimentação escalonados e pré-furados que são ajustados e vedados em furos também escalonados correspondendo a parede do mancal para obter-se a profundidade do rebaixo.

Os restritores de orifício sem rebaixo podem ser construídos diretamente na parede do mancal e são isentos de instabilidade aerostática. Tanto a capacidade de carga quanto a rigidez deste tipo de restritor é 33% menor que a do orifício com rebaixo.

Os restritores elásticos tem a capacidade de variação do diâmetro do orifício com a diferença de pressão. Uma configuração deste tipo apresenta um bloco de elastômero no centro, a fim de produzir uma variação no tamanho do orifício com a deformação provocada pela pressão.

Os restritores de ranhura e capilar são bastante semelhantes, sendo que no lugar do tubo capilar tem-se uma ranhura estreita obtida por uma operação de usinagem. A alimentação da folga do mancal é feita por uma linha, e os restritores de ranhura estão próximos as condições de uma fonte de alimentação ideal, eliminando as perdas de capacidade de carga e rigidez que se relacionam a dispersão do fluxo de gás. Desta forma, os mancais são mais curtos e eficientes. O restritor de ranhura oferece um desempenho independente da temperatura e das propriedades do fluido, de tal forma que, pode-se utilizar líquidos ou outros tipos de gases. Nas operações de fabricação não há furação. Assim, materiais não metálicos podem ser usados, tais como refratários.

Os restritores de superfície porosa utilizam material poroso que atua como restritor e superfície do mancal simultaneamente. A alimentação do gás é feita pela superfície externa do material poroso de forma a ter efeito de múltiplos restritores capilares alimentando toda a folga do mancal. Por ser larga a área de distribuição de gás, obtém-se uma capacidade de carga muito pequena e há imprevisibilidade da permeabilidade do material poroso.

Já os restritores de inserto poroso evitam os dois problemas anteriores pois são confeccionados com "plugs" de material poroso de inserção nos furos de bucha do mancal. A capacidade de carga é afetada. Pela facilidade de fabricação o restritor mais usado tem sido o de orifício. Desenvolvido por volta de 1976 com a finalidade de atender as necessidades do comportamento do elastômero, eficiência do restritor e tamanho variável à utilização, mantendo o comportamento da borcha, uniformidade, repetibilidade, ensaios de insuflação, etc.

DESENVOLVIMENTO DO SOFTWARE

Para o desenvolvimento deste software, foram realizadas as seguintes etapas:

A) realização de um levantamento bibliográfico a respeito dos mancais aerostáticos, para o aprimoramento do conhecimento dos mesmos;

B) tomou-se como método básico para dimensionamento dos mancais aerostáticos os estudos desenvolvidos por Powell (1970);

C) foi realizado um estudo dos métodos de cálculo, para que se pudesse elaborar o dimensionamento dos mancais aerostáticos;

D) elaborou-se um fluxograma para o projeto do software.

E) os ábacos que envolvem o dimensionamento dos mancais aerostáticos foram equacionados e planejados para a execução do software.

F) foi realizada uma análise de correlação entre as equações obtidas na etapa anterior, com o objetivo de determinar o relacionamento entre as variações existentes entre as curvas obtidas de cada ábaco;

G) iniciou-se o processo de elaboração e desenvolvimento do software;

H) concluída a elaboração do software, deu-se início a fase de testes e avaliação do mesmo, utilizando projetos já desenvolvidos e que tinham resultados práticos bem definidos.

FUNCIONAMENTO DO SISTEMA COMPUTACIONAL

O programa foi totalmente desenvolvido utilizando-se a linguagem CLIPPER. Durante a execução do programa é estabelecida uma interface entre o micro computador que facilita e orienta o usuário nas suas escolhas durante o seu trabalho de dimensionamento. Através de mensagem apresentadas no rodapé da tela o usuário pode localizar qual é o procedimento que ele está realizando num determinado momento.

O seu funcionamento inicia-se com uma tela de apresentação, que constitui a tela de entrada do software, conforme a figura 1, onde são apresentados ao usuário as opções do menu principal, que são:

- Arquivos;
- Projeto;
- Modificar;
- Impressão;
- Término.



Figura 1 - Tela de Entrada.

Quando a opção "Projeto" é selecionada, são apresentadas as opções para o tipo de mancal a ser projetado (dimensionado). A figura 2 mostra estas opções que abrangem todas as possibilidades de dimensionamento, que são:

- Radial/Orifício (mancal aerostático radial possuindo orifícios);
- Radial/Ranhura (mancal aerostático radial possuindo ranhura);
- Axial/Anular (mancal aerostático axial possuindo orifícios anulares) e
- Axial/Central (mancal aerostático axial possuindo orifício central).



Figura 2 - Tela da Janela de Projeto.

Após a escolha do tipo de mancal a ser projetado, é apresentado ao usuário a tela de inserção de dados referente ao tipo de mancal que foi escolhido para que se realizasse o dimensionamento, escolhido na 'tela de projeto'. Na figura 3 tem-se a tela de inserção de dados referente ao projeto de um mancal aerostático radial possuindo orifícios.

MANCAIS AEROSTAT.		Quarta-feira	Data: 14 Jun 95	Hora: 18:34:35
Arquivos	Projeto	Modificar	Impressão	Término
Dimensionamento de Mancais Aerostáticos Radiais (Possuindo Orifícios com Rebolos)				
Forneca os seguintes dados:				
Comprimento do mancal (L) [mm].....	300			
Diâmetro do mancal (D) [mm].....	100			
Pressão do compressor (Po) [at=5 N/m ²].....	5			
Faixa radial (H) [microns metro].....	15			
Numero de orifícios.....	8			
Valor de l/L.....	0,33	0,58		
MENSAGEM: Dimensionamento de Mancais Radiais com Orifício				

Figura 3 - Tela de Inserção de Dados.

Após o processamento dos dados de projeto, o programa apresenta os resultados obtidos, conforme é apresentado na figura 4.

MANCAIS AEROSTAT.		Quarta-feira	Data: 27 Set. 95	Hora: 08:14:14
Arquivos	Projeto	Modificar	Impressão	Término
Dimensionamento de Mancais Aerostáticos Axiais Possuindo Orifício com Rebolos				
R E S U L T A D O S				
L = 200 milímetros	W = 3456,47 N			
D = 100 milímetros	Q = 0,48 m ² -4 metros ² /seg			
Po = 5 at=5 N/m ²	Numero/Orifício = 8			
l/L = ,33 de Estacao				
P/ Rq=0,1 -> d= 0,30 milímetros com No= 15 e P= 434,08				
P/ Rq=0,2 -> d= 0,30 milímetros com No= 17 e P= 411,48				
P/ Rq=0,3 -> d= 0,40 milímetros com No= 12 e P= 545,80				
MENSAGEM: Cálculos Concluídos <ENTER>				

Figura 4 - Resultados Obtidos

Nesta tela é apresentado os dados iniciais do projeto como comprimento (L) e diâmetro do mancal (D), pressão de alimentação (Po), posição dos restritores (l/L), capacidade de carga (W) e vazão do mancal (Q), número de restritores, fator de pressão (Kgo), diâmetro dos furos dos restritores (d), folga radial do mancal (Ho) e rigidez do mancal (K).

Quando a opção "Arquivos" do menu principal (figura 1) é escolhida o usuário tem acesso ao arquivo de dados, podendo selecionar as seguintes opções:

- Salvar;
- Buscar;
- Apagar;
- Org_Ar.

A opção "Salvar" possibilita que um projeto de dimensionamento possa ser salvo, atribuindo-lhe um nome, para que posteriormente utilizando a opção "Buscar" possa recuperar este projeto para que ser realizada uma nova consulta ou modificação de seus dados. A opção "Apagar" Elimina do arquivo com os dados de um determinado projeto de dimensionamento e a opção "Org_Ar" reorganiza o arquivo de dados. A figura 5 mostra a tela da janela de arquivos.

MANCAIS AEROSTAT.		Quarta-feira	Data: 14 Jun 95	Hora: 16:23:35
Arquivos	Projeto	Modificar	Impressão	Término
Salvar	Buscar	Apagar	Org_Ar	Nome do Projeto:
MENSAGEM: Acesso ao Arquivo de Dados				

Figura 5 - Tela da Janela de Arquivos.

O usuário, ao escolher uma das opções referentes a opção do menu principal "Arquivos", é solicitado o nome do arquivo a ser executada a operação na qual foi selecionada como tarefa. Para tanto existe uma tecla que facilita isto. Com o acionamento desta tecla uma janela contendo o nome do projeto e seu tipo é apresentado ao usuário, que possibilita visualizar os projetos já armazenados no arquivo de dados e com isto recordar quais são os mais interessantes e importantes ou qual o trabalho que ele está procurando, conforme é apresentado na figura 6.

MANCAIS AEROSTAT.		Quarta-feira	Data: 14 Jun 95	Hora: 16:27:57
Arquivos	Projeto	Modificar	Impressão	Término
Salvar	Buscar	Apagar	Org_Ar	Nome do Projeto:
PROJETO		TIPO MANCAL		
PROJ1	RADIAL AMULAR			
PROJ2	RADIAL/RAJADURA			
PROJ3	AXIAL AMULAR			
PROJ4	AXIAL CENTRAL			
MENSAGEM: Acesso ao Arquivo de Dados				

Figura 6 - Tela de Apresentação da Janela de Projetos.

Ainda, com relação ao menu principal tem-se a opção "Modificar" que possibilita ao usuário alterar dados de um projeto. É a opção "Impressão" que executa a impressão dos resultados finais dos cálculos realizados pelo software.

Na figura 7 é apresentado o fluxograma funcional do software.

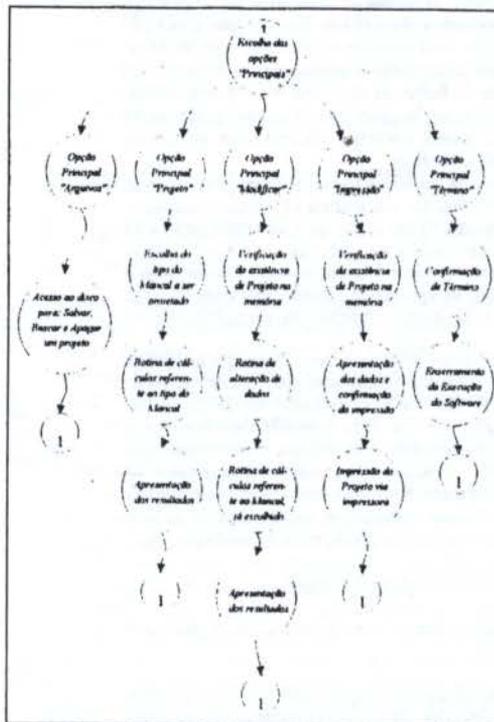


Figura 7 - Fluxograma Funcional

RESULTADOS E CONCLUSÕES

Este trabalho proporciona ao usuário facilidades na execução de projetos envolvendo o dimensionamento de mancais aerostáticos. O software oferece recursos para o usuário no

dimensionamento de mancais aerostáticos, armazenamento dos dados destes projetos num arquivo de dados para posterior consulta, recuperação, alterações e impressão dos mesmos.

Através de testes realizados com dados de projetos já concluídos, certificou-se que o software apresenta-se confiável. O software utiliza valores padronizados para brocas que irão executar os furos nos bujões.

AGRADECIMENTOS

Manifestamos nossos agradecimentos ao CNPq pela bolsa de Iniciação Científica concedida e ao Laboratório de Usinagem por Abrasão da Faculdade de Engenharia e Tecnologia da UNESP-Câmpus de Bauru, por ter proporcionado as condições fundamentais para a realização deste trabalho.

ABSTRACT

This work shows a software to aerostatic bearing design, which will help designers who are on the project stage of this kind of bearings. It is aimed at a greater versatility when determining the load capacity and making sure that the result is reliable. Therefore, it is an additional tool to the professionals on the search for better solutions on aerostatic bearing design.

REFERÊNCIAS

- ARAÚJO, L.P. & GAMBARINI, J.R. & RUFINO, R.T. Técnica para Fabricação de Mancais Aerostáticos Radiais com Alimentação Através de Ranhura-Trabalho apresentado no IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, Florianópolis-SC. Dezembro/1987.
- ARAÚJO, L.P. Características Estáticas de Desempenho dos Mancais Aerostáticos com Alimentação Através de Ranhuras - Dissertação apresentada à Escola de Engenharia de São Carlos, da Universidade de São Paulo 1984.
- POWELL, J.W. Design of Aerostatic Bearings. London, the Machinery Publishing, 1970. 280p.
- PURQUÉRIO, B.M. Mancais Aerostáticos, Ábacos/Apostila publicada pela Escola de Engenharia de São Carlos - EESC-USP. Publicação 039/1987.
- SANTOS, J.M.C. & RUFINO, R.T. - Análise de um Mancais Aerostático Axial Anular Alimentado por Ranhura-Trabalho apresentado no VII Congresso de Engenharia Mecânica, Uberlândia, MG - Dezembro/1983.

SISTEMAS ESPECIALISTAS - ESPECIFICAÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

Sandim, C. L., de Marco Filho, F., e Scieszko, J. L.
Universidade Federal do Rio de Janeiro - Brasil

RESUMO

Com o objetivo de auxiliar o projetista na tarefa de especificação e dimensionamento de elementos mecânicos e diminuir o tempo gasto no desenvolvimento de projetos de máquina, foi desenvolvido e implementado um sistema computacional especialista na seleção e avaliação de correias trapezoidais. O algoritmo foi baseado em especificações e recomendações contidas no catálogo do fabricante de correias Goodyear.

INTRODUÇÃO

Os sistemas especialistas têm por finalidade auxiliar o projetista durante o desenvolvimento de projetos mecânicos, utilizando o computador para executar as tarefas mais cansativas e repetitivas, como a procura em tabelas e gráficos, eliminando a possibilidade de erros de cálculos durante o processo, reduzindo o tempo gasto na elaboração de projetos e permitindo a rápida avaliação de diversas possibilidades de montagem.

É importante salientar que um sistema especialista deve apresentar o melhor resultado, de acordo com critérios pré-estabelecidos e também permitir ao projetista a avaliação e a escolha de outros resultados.

O sistema especialista desenvolvido neste trabalho tem como tarefa principal, a especificação da correia trapezoidal que melhor se adequa as condições de operação especificadas pelo projetista. Tem ainda como tarefa "secundária" a determinação dos parâmetros principais necessários à montagem, como especificação das polias, estimativa da vida das correias e determinação da pré-carga.

As correias escolhidas para a elaboração deste sistema foram as correias Mult-V 3-T da Goodyear, com seções do tipo A, B, C e D e comprimentos conforme a padronização.

O programa foi codificado em Visual Basic, linguagem que apresenta uma interface amigável com o usuário. A apresentação é agradável e tem-se as facilidades encontradas em qualquer "software for Windows". Isto torna possível que qualquer usuário, utilizando o programa pela primeira vez, já se sinta familiarizado com o ambiente.

SELEÇÃO DE CORREIAS TRAPEZOIDAIS

As correias trapezoidais são amplamente utilizadas nos mais diversos tipos de máquinas e nas mais variadas condições de trabalho. Suas principais características são:

- a adequação para transmissões entre eixos distantes,
- bom rendimento quando projetadas adequadamente,
- economia devido à padronização e ausência de lubrificantes,
- versatilidade podendo ser utilizadas em variadores de velocidade, escalonados ou contínuos, ou em transmissões reversíveis, quando em disposição cruzada.
- segurança contra sobrecargas devido a flexibilidade, acarretando melhor absorção de choques e vibrações,

- ausência de ruídos indesejáveis.

Para que haja transmissão de torque, é preciso que surja força atrito suficiente entre a correia e a polia. Para isto, é necessário que a correia seja montada nas polias com uma carga inicial, chamada pré-carga. Quando o motor é acionado, o momento gerado aumenta a carga em um dos ramos da correia (ramo tenso) e diminui em outro (ramo frouxo). O limite para o aumento desta força é não poder ultrapassar o valor da carga inicial. A partir deste fato, conclui-se que para aumentar a potência transmitida é necessário aumentar a carga inicial.

As cargas nos ramos tenso, F_1 , e frouxo, F_2 , são determinadas a partir da resolução do sistema de equações abaixo.

$$\frac{F_1}{F_2} = \exp\{\mu\theta / \sin(\phi/2)\} \quad (1)$$

$$R = F_1 - F_2 \quad (2)$$

onde μ é o coeficiente de atrito entre a polia e a correia e ϕ é o ângulo de inclinação do perfil da correia. A equação (1) é chamada equação fundamental das correias e R , na equação (2), é a carga efetivamente transmitida ou carga útil.

As correias trapezoidais são normalmente especificadas levando-se em consideração os seguintes fatores:

- potência a ser transmitida,
- relação de transmissão e rotação da polia mais rápida, condições de operação e fatores de serviço.

As cargas devido a flexão da correia em torno da polia e efeitos centrífugos são levados em consideração no controle do diâmetro da polia menor e no controle da velocidade.

Para o dimensionamento das correias é necessário determinar a potência de projeto, P_{proj} , que é a potência transmitida acrescida de um coeficiente que é função do tipo de utilização e das condições de operação a que esta estará submetida, conforme a equação (3).

$$P_{proj} = P_m \times (K_s + \Sigma Fa) \quad (3)$$

Este coeficiente é acrescido, caso necessário, pelo fator adicional, que é um somatório de condições de acordo com o tipo de utilização da correia. As condições de operação e fatores adicionais utilizados neste trabalho estão listadas nas Tabelas 1 e 2.

Calculadas a potência de projeto e a rotação da polia mais rápida, determina-se através do Gráfico 1, o perfil padronizado mais adequado à transmissão.

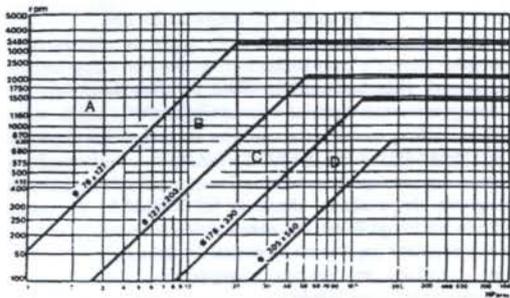


Gráfico 1 - Determinação do perfil da correia.

Tabela 1 - Coeficientes para correção da potência (Ks), recomendados pelo fabricante e valores para o fator adicional (Fa)

Tipo de Trabalho	K _s	TIPO DE UTILIZAÇÃO
LEVE	1.0	trabalho intermitente, sem sobrecarga, com menos de 6 horas/dia de funcionamento
NORMAL	1.2	sobrecarga máxima momentânea ou carga de arranque inicial ≤ 150% da carga normal. Funcionamento de 6 a 16 horas/dia.
MÉDIO	1.4	sobrecarga máxima momentânea ou carga de arranque inicial ≤ 250% da carga normal. Funcionamento de 16 a 24 horas/dia.
PESADO	1.6	sobrecarga máxima momentânea ou carga de arranque inicial > 250% da carga normal. Funcionamento de 6 a 16 horas/dia.
EXTRA-PESADO	1.8	sobrecarga máxima momentânea ou carga de arranque inicial > 250% da carga normal. Funcionamento de 16 a 24 horas/dia.
CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO		FATOR ADICIONAL
ambiente úmido		0.1
ambiente poeirento		0.1
internamente na parte frouxa		0.1
externamente na parte frouxa		0.1
uso de polia tensora na parte frouxa		0.2
internamente na parte tensa		0.2
externamente na parte tensa		0.2
multiplicação		0.2

O próximo passo é determinar o número de correias necessário à transmissão. Este número é determinado pela seguinte equação:

$$N = \frac{P_{proj}}{(P_c \times C_a \times C_L)} \quad (4)$$

Na equação (4), P_c é a potência que uma correia da seção selecionada e na velocidade especificada, pode transmitir. Esta potência é determinada pelo fabricante, através de ensaio realizado com polias de canais iguais (arco de contato igual a 180°), comprimentos médios e fator de operação igual a 1.0. Ela é normalmente fornecida em forma de tabelas, fórmulas ou gráficos e varia de fabricante para fabricante, em função do material com o qual a correia é fabricada, principalmente os elementos de tração. O algoritmo determina seu valor através de gráficos de P_{proj} x rpm da polia menor, conforme o Gráfico 2.

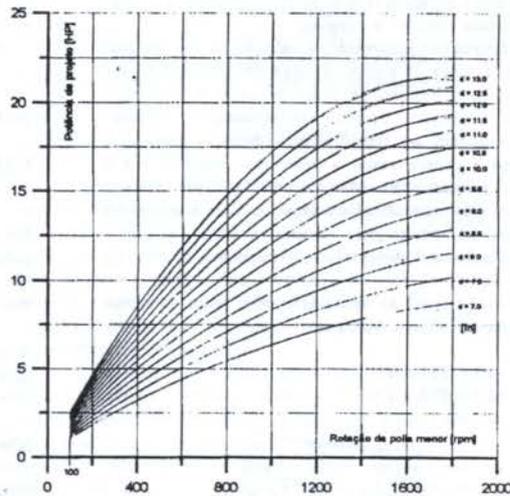


Gráfico 2 - Potência de projeto x rotação da polia menor, em função do diâmetro, para correias de seção C.

Para sua utilização, esta potência deve ser corrigida por um fator para arco de contato diferente de 180° (C_a), conforme mostrado na Tabela 3, em função dos diâmetros (D e d) e da distância entre centros (C).

Tabela 3 - Valores dos fatores de correção para o arco de contato (C_a).

(D-d)/C	Arco de contato(°)	C _a
0.00	180	1.00
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94
0.50	151	0.93
0.60	145	0.91
0.70	139	0.89
0.80	133	0.87
0.90	127	0.85
1.00	120	0.82
1.10	113	0.80
1.20	106	0.77
1.30	099	0.73
1.40	091	0.70
1.50	083	0.65

Para que a especificação se complete resta apenas a determinação do comprimento da correia. Este é calculado, pela equação (5), abaixo.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D+d) + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (5)$$

Caso a distância entre centros, C, não seja conhecida, a seguinte recomendação é indicada:

$$i < 3 \Rightarrow C \leq (D + 3d) / 2$$

$$i \geq 3 \Rightarrow C > D$$

Substituindo-se o valor de C na equação (5), o comprimento ideal da correia é determinado. A partir deste valor especifica-se o comprimento real mais próximo do calculado. A especificação da correia está completa.

Após a especificação, uma estimativa da vida desta correia pode ser feita. O ponto essencial é a análise da ordem de grandeza desta vida. Se ela não atender os critérios de

projeto, existem parâmetros que podem ser alterados para obtenção de uma alternativa possível.

Os fatores que influenciam a variação da vida de uma correia são: a carga de tração, a carga devido a flexão em torno da polia, o número de picos de carga e os efeitos centrífugos. Baseado nestes conhecimentos, algumas observações podem ser feitas: quanto menor a polia e o comprimento e quanto maior a velocidade, mais severa a transmissão e menor a vida da correia. Estes fatores normalmente estão embutidos na capacidade de transmissão das correias, P_c , porém uma estimativa mais acurada é necessária. Na figura 1, observa-se que os pontos críticos são B e E.

Sendo T_1 e T_2 as intensidades dos picos de carga nestes pontos, seu valor é dado por:

$$\begin{aligned} T_1 &= F_1 + T_{b1} + T_c \\ T_2 &= F_2 + T_{b2} + T_c \end{aligned} \quad (6)$$

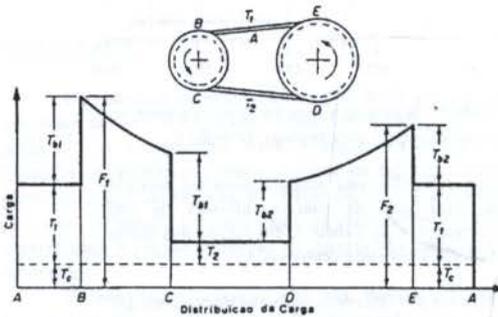


Figura 1 - Distribuição de carga na correia por ciclo.

F_1 e F_2 são as forças de tração nos ramos tenso e frouxo, respectivamente, T_{b1} e T_{b2} são as cargas devido à flexão em torno da polia e T_c é a carga gerada pelos efeitos centrífugos na polia.

Spotts, M.F. propõe que o cálculo das cargas devido à flexão e efeitos centrífugos seja executado da seguinte forma:

$$\left. \begin{aligned} T_{b1} &= K_b / d & e & & T_{b2} &= K_b / D \\ T_c &= K_c (V / 1000)^2 & & & & \\ M_1 &= (Q / F_1)^x & e & & M_2 &= (Q / F_2)^x \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

M_1 e M_2 são o número de picos de carga F_1 e F_2 , respectivamente, que a correia é capaz de suportar. Os valores de K_b , K_c , Q e x estão listados na Tabela 6.

Tabela 6 - Valores de K_b , K_c , Q e x .

Seção	K_b	K_c	Q	x
A	24.87	96610.8	674	11.089
B	65.11	166184.4	1193	10.924
C	180.85	295515.4	2038	11.173
D	642.01	2378262.5	4208	11.105

Assim, a vida da correia é determinada utilizando o método proposto por Minner, que diz que o número de ciclos que a correia pode suportar é dado por:

$$\frac{1}{N} = \frac{1}{M_1} + \frac{1}{M_2} \Rightarrow N = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2} \quad (8)$$

Então, a vida da correia é estimada em:

- N ciclos de aplicação de carga,

- $N_h = N.L / (12.V.60) \Rightarrow$ Vida da correia em horas,
- $N_m = N_h / 160 \Rightarrow$ Vida da correia em meses de 20 dias úteis com 8 horas de trabalho.

A seguir será visto como o algoritmo trabalha, os critérios de dimensionamento adotados e suas limitações.

CARACTERÍSTICAS PRINCIPAIS DO PROGRAMA

O programa desenvolvido chama-se CORREIAS1. Ele foi codificado em Visual Basic, utiliza banco de dados no padrão Access e desenhos importados de outros "softwares". Ele pode ser executado em qualquer equipamento que suporte o ambiente operacional Windows.

Ao ser executado, o programa apresenta uma Tela inicial onde três opções de menu são oferecidas ao usuário: **Opções**, **Ajuda** e **Sair**. Esta última permite o retorno ao sistema operacional.

A opção **Ajuda** mostra uma nova tela como informações sobre o funcionamento do programa e alguns pontos importantes para uma análise consistente dos resultados.



Figura 2 - Tela inicial

A opção **Opções** habilita uma nova escolha: **Polias** ou **Correias**. Na tela **Polias**, o usuário insere o perfil da correia a ser utilizado e o diâmetro primitivo da polia. O programa apresenta então todas as características da polia recomendada de acordo com os parâmetros dados. Estas recomendações estão de acordo com a norma NBR 8319 de dez/1983. A tela **Polias** é apresentada na Figura 3. O programa apenas lê um arquivo e busca os valores mais adequados, com suas respectivas tolerâncias. Nenhum cálculo é executado.

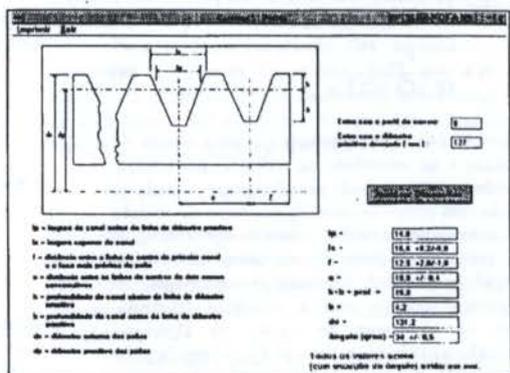


Figura 3 - Tela da opção Polias

A opção Correias habilita uma tela que está dividida em três partes:

1. A entrada de dados (lado esquerdo, em cima), onde o usuário insere os valores necessários para a correta seleção das correias e aciona o botão "calcular valores". Se algum valor digitado for considerado inadequado, o programa apresenta mensagens de erro que mostram os problemas da configuração escolhida pelo usuário. Estes problemas são decorrentes das limitações impostas ao programa, que tenta prever as limitações de fabricação e montagem e erros ocasionais do operador. As limitações e mensagens são:

- faixa de potências: 1 a 1000 HP
- faixa de rotações: 100 a 5000 rpm
- máxima relação de transmissão: 1:8
- velocidade máxima de 30 m/s
- condição de funcionamento imprópria
- tipo de trabalho impróprio

2. Os resultados do perfil recomendado (lado esquerdo, em baixo), onde o usuário obtém os valores para a correia que melhor se adequa às condições de operação previamente estabelecidas. O critério utilizado para seleção da melhor correia, baseia-se na escolha do menor diâmetro recomendado para a polia menor. Os resultados são:

- o número, o tipo de seção e o comprimento da correia mais adequada à transmissão
- a distância entre centros recomendada
- as dimensões e as especificações das polias de acordo com a normalização
- a carga inicial ou pré-carga
- a carga atuante no eixo
- a estimativa de vida das correias

3. Os resultados obtidos para um perfil arbitrado pelo usuário (lado direito, embaixo). Nesta parte da tela é permitido ao usuário a análise, comparação e verificação de outros resultados, tentativas de melhoramentos e, principalmente, a seleção da correia, talvez não a mais adequada, mas a possível, quando as recomendações do fabricante não puderem ser seguidas. Este é justamente o objetivo principal do programa: permitir que sejam feitos inúmeros cálculos com rapidez para que se obtenha o melhor conjunto correia/polia, para as condições iniciais especificadas.

Na tela Correias aparecem as três opções de saída permitidas pelo programa: Gravar Arquivo, Imprimir e Sair.

A opção Gravar Arquivo permite que os dados da tela sejam gravados em arquivos denominados Result1.dat, para os resultados relativos ao perfil recomendado e Result2.dat,

para os resultados relativos ao perfil arbitrado. Estes resultados poderão ser utilizados como entrada de dados para outros dimensionamentos e/ou especificações.

A opção Imprimir permite a impressão da tela Correias e a opção Sair permite o retorno ao sistema.

CONCLUSÕES E COMENTÁRIOS FINAIS

O algoritmo desenvolvido determina, com rapidez e exatidão de cálculos, a correia trapezoidal mais adequada a uma transmissão, de acordo com as recomendações do fabricante. Determina, também, as características principais da montagem e realiza uma estimativa da vida da correia escolhida para futura manutenção e previsão de substituição. Determina, ainda, a carga atuante nos eixos, possibilitando seu posterior dimensionamento.

O algoritmo gera ainda um arquivo com as informações principais e necessárias para o dimensionamento de outros componentes mecânicos e a impressão de um relatório com os dados mais importantes.

O algoritmo foi desenvolvido sempre com a preocupação de torná-lo simples, eficiente, auto-explicativo e de fácil compreensão, tudo isto em um ambiente amigável.

Este programa é o primeiro sistema especialista do Módulo Elementos de Máquinas, componente do Sistema Computacional de Projetos, desenvolvido no LEPAC - Laboratório de Ensino e Projeto Assistido por Computador - da UFRJ/DEM. Outros sistemas especialistas encontram-se em fase de desenvolvimento, tais como, molas helicoidais de compressão e engrenagens cilíndricas de dentes retos. O acoplamento destes sistemas especialistas permitirá o desenvolvimento rápido e eficiente de projetos de máquinas.

REFERÊNCIAS

- Juvinal, R.C., "Fundamentals of Machine Components Design", First edition, John Wiley & Sons, Singapore, 1983.
- Reshetov, D.N., "Machine Design", First edition, Mir Publishers, Moscow, 1978.
- Shigley, J.E., "Mechanical Engineering Design", First Metric Edition, McGraw Hill, New York, 1986
- Spotts, M.F., "Design of Machine Elements", 6th edition, Prentice-Hall Inc., 1985.
- Norma ABNT-NBR 8319 - Polias Acaneladas para Transmissão com Correias "V". Seção dos Canais A, B, C, D e E - Formas e Dimensões, 1983
- Norma ABNT-PB 479/78 - Correias em "V" Industriais Clássicas, 1983
- Catálogo para Correias Mult-V 3-T - Goodyear

ABSTRACT

Our intent was to help the mechanical engineering designer in the specification of machine components and diminish the time expended on machine design, we succeeded in elaborating an expert computational system for the evaluation and selection of "V" belts. The algorithm was based on recommendations and specifications found in the GOODYEAR "V" belt manufacturer catalog.

The screenshot shows a software window titled 'Correias' with a menu bar (Arquivo, Impressão, Sair) and a toolbar. The main area is divided into three sections:

- Entrada de Dados:** Contains input fields for 'Número de dentes', 'Potência (HP)', 'Rotação (rpm)', 'Relação de transmissão', 'Velocidade (m/s)', and 'Tipo de trabalho'. A 'Calcular' button is present.
- Perfil Recomendado:** Displays calculated values for 'Número de dentes', 'Potência (HP)', 'Rotação (rpm)', 'Relação de transmissão', 'Velocidade (m/s)', and 'Tipo de trabalho'. It also shows 'Distância entre centros (mm)' and 'Diâmetro da polia menor (mm)'.
- Perfil Arbitrado:** Contains input fields for 'Número de dentes', 'Pot. por unidade (HP)', 'Relação de transmissão', and 'Carga no eixo (N)'. It also has 'Calcular' and 'Imprimir' buttons.

At the bottom, there are checkboxes for 'Mostrar e imprimir opções e ver utilidades', 'Desativar esta opção', 'Desativar esta opção', and 'Desativar esta opção'.

Figura 4 - Tela da opção Correias

INSTRUMENTAÇÃO

A COMPARISON OF FLIGHT CONTROL SYSTEM PERFORMANCE
WITH AIRCRAFT LINEAR MODEL AND WITH
AIRCRAFT NON-LINEAR-MODEL

ALVARO PRIETO OLIVA

CTA - IAE - ASE/C - bolsista do CNPq
Pça. Mal. Eduardo Gomes 50 - CEP 12228-904
São José dos Campos - SP - FAX (0123)412522

A longitudinal stability augmentation flight control system for a civil aircraft has been designed in order to meet the MIL-F8785C and Gibson dropback criterion. The design has been based on the aircraft linear model and assessed with this model. Further the control law has been also assessed when it is working with the aircraft non linear model in order to obtain the performance changes that occur and obtain the necessary adjustments required by the system order to meet its original performance. The main non linear aspect included in the model is the coupling of longitudinal and lateral dynamics as also the variation of coefficients with angle of attack, Mach number and altitude. The results have been reported as comparative tables for the linear model and for the non linear model.

1 INTRODUCTION

A Comparative study of the performance of a flight control law have been carried out working together with the aircraft linear model and with the aircraft non-linear model. The aircraft used for this study was the Boeing 747, and a stability augmentation control system designed to meet the MIL-F-8785C¹ and the Gibson² dropback criterion was assessed when working with the linear model and the non-linear model. The aircraft data was obtained from Heffley³ and the non-linear model simulation and aerodynamic data bank was contained in Oliva-Cook⁴. The study has obtained the main changes in performance when the flight control system designed based on the linear model is working with the non linear model.

2 AIRCRAFT LINEAR MODEL

The aircraft linear model is described by the state space equations,

$$\dot{x} = A x + B \eta \quad (1)$$

where x is the longitudinal state vector considered as,

$$x^T = [u \ w \ q \ \theta] \quad (2)$$

where u,w,q and θ are longitudinal velocity, normal velocity, pitch-rate and pitch-attitude respectively.

The study was carried out for several flight conditions, however, here only the results relative to Mach 0.70, 20000 ft altitude are reported.

3 AIRCRAFT NON-LINEAR MODEL

The aircraft non-linear model used has been obtained from Heffley³, and the equations are the following ;

$$\begin{aligned} \dot{u} = & r V_T - q W_T - g \sin(\theta_T) + X_u/m + X_u^* u + X_w w \\ & + X_q q + X_\eta \eta \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \dot{v} = & p W_T - r U_T + g \cos(\theta_T) \sin(\phi) + Y_u/m + Y_v v + \\ & Y_r r + Y_p p + Y_{\delta_a} \delta_a + Y_{\delta_r} \delta_r \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \dot{w} = & (q U_T - p V_T) / (1 - Z_w) + |g \cos(\theta_T) \sin(\phi)| / \\ & (1 - Z_w) + Z_u / (1 - Z_w) + |Z_u^* u + \\ & Z_w w + Z_q q + Z_\eta \eta| / (1 - Z_w) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} \dot{p} = & (L'_\beta v) / U_1 + L'_r r + L'_p p + k_5 p q - k_6 q r + L'_{\delta_a} \\ & \delta_a + L'_{\delta_r} \delta_r \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \dot{q} = & (I_x - I_z) p r / I_y - I_{xz} (p^2 - r^2) / I_y + M_u^* u + \\ & M_w w + M_{\dot{w}} \dot{w} + M_q q + M_\eta \eta \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \dot{r} = & (N'_\beta v) / U_1 + N'_r r + N'_p p - k_3 q r + k_4 p q + \\ & N'_{\delta_a} \delta_a + N'_{\delta_r} \delta_r \end{aligned} \quad (8)$$

$$\dot{\phi} = p + [q \sin(\phi) + r \cos(\phi)] \tan(\theta_T) \quad (9)$$

$$\dot{\psi} = [q \sin(\phi) + r \cos(\phi)] / \cos(\theta_T) \quad (10)$$

$$\dot{\theta} = q \cos(\phi) - r \sin(\phi) \quad (11)$$

The auxiliary equations also used are as follows ;

$$U_T = U_0 + u \quad (12)$$

$$V_T = V_0 + v \quad (13)$$

$$W_T = W_0 + w \quad (14)$$

$$\alpha_T = \tan^{-1} (W_T / U_T) \quad (15)$$

$$\theta_T = \theta + \theta_0 \quad (16)$$

$$U_1 = [U_T^2 + V_T^2 + W_T^2]^{1/2} \quad (17)$$

$$\beta = v / U_1 \quad (18)$$

$$\alpha = w / U_T \quad (19)$$

$$X_0 = m g \sin(\theta_0) \quad (20)$$

$$Y_0 = -m g \cos(\theta_0) \sin(\phi_0) \quad (21)$$

$$Z_0 = -m g \cos(\theta_0) \cos(\phi_0) \quad (22)$$

$$\dot{h} = U_T \sin(\theta_T) - V_T \sin(\phi) \cos(\theta_T) - W_T \cos(\phi) \cos(\theta_T) \quad (23)$$

$$\text{Mach} = U_1 / V_{\text{sound}} \quad (24)$$

The constants used in these equations are the following :

$$k_{\text{lat}} = 1 / [1 - I_{xz}^2 / (I_x I_z)] \quad (25)$$

$$k_1 = I_{xz} / I_z \quad (26)$$

$$k_2 = I_{xz} / I_x \quad (27)$$

$$k_3 = k_1 k_{\text{lat}} [1 + (I_z - I_y) / I_x] \quad (28)$$

$$k_4 = k_{\text{lat}} [k_7 - (I_y - I_x) / I_z] \quad (29)$$

$$k_5 = k_2 k_{\text{lat}} [1 - (I_y - I_x) / I_z] \quad (30)$$

$$k_6 = k_{\text{lat}} [k_7 + (I_z - I_y) / I_x] \quad (31)$$

$$k_7 = I_{xz}^2 / (I_x I_z) \quad (32)$$

The main non linear aspect included is the fact that the aerodynamic coefficients are not maintained fixed during the simulation, that is, they are functions of angle of attack, altitude and Mach number. The second aspect is that, in the non linear model, approximations for small angles have not been used, and finally, the non linear model includes cross coupling terms, however this is not so important in the case of a civil aircraft.

4 FLIGHT CONTROL SYSTEM

The flight control system evaluated is described in figure (1). The control law design was obtained from Oliva⁵ and was designed to meet the Gibson dropback criterion and MIL-F-8785C. The control law was designed based on the aircraft linear model.

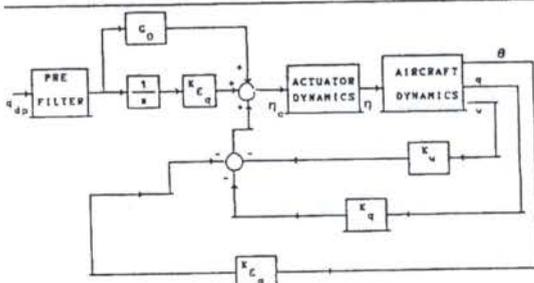


Figure 1: control law designed to meet the Gibson dropback criterion

5 CONTROL LAW PERFORMANCE WITH BOTH MODELS

In order to assess the augmented aircraft performance with respect to the Gibson dropback criterion, the input showed in figure (2) has been applied to the aircraft in both cases.

In both cases, linear and non linear, the study has been carried out by simulation. In figure (3) the time history obtained with the linear model to flight condition 20000 ft, Mach 0.70 are showed together with the same time histories obtained with the non-linear model. From these figures the parameters relative to the Gibson criterion have been obtained, basically : maximum pitch-rate q_{max} , steady-state pitch-rate q_{ss} and the pitch attitude at the end, θ_{max} . However, several other parameters such as : control effort (η), control rate effort ($\dot{\eta}$), normal load factor (N_z), altitude (h), and angle of attack (α_T) are also showed.

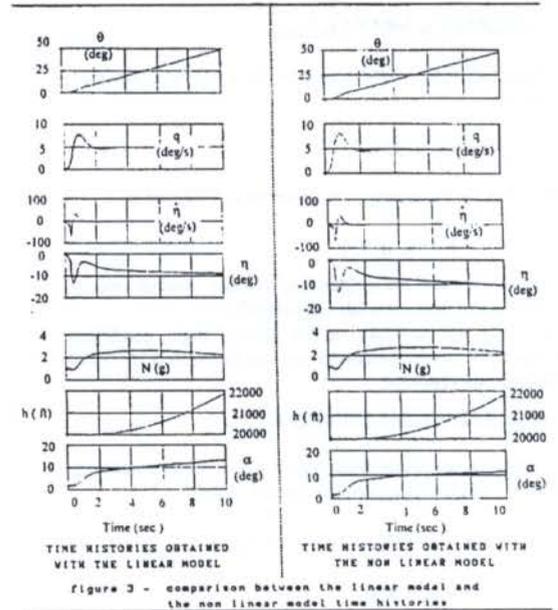
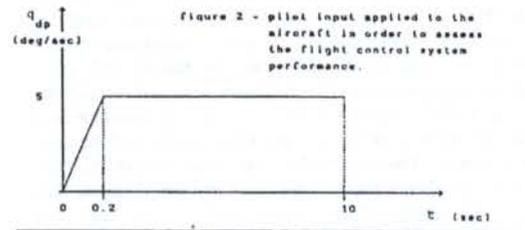


Figure 3 - comparison between the linear model and the non linear model time histories

6 COMPARISON OF RESULTS

The study carried out for several flight conditions has allowed to obtain the following conclusions :

- i The control rate effort is practically not affected
- ii The control effort is also practically unchanged
- iii The maximum pitch rate is also practically unchanged
- iv The steady-state pitch rate obtained is lower in the non-linear model than in the linear model. This fact shows that it is necessary to adjust the control law gains that are influent in the steady state response in order to obtain the same performance with the non linear model.
- v The non-linear model has a tendency to give a lower dropback parameter (θ) than the linear model, a fact that is a direct consequence of (iv).
- vi The normal load factor response is unchanged.
- vii The angle of attack obtained in the non linear model is lower than the obtained in the linear model.
- viii The altitude response is also unchanged.

In table (1) the results for control effort and control rate effort are reported for both cases.

In table (2) the comparisons for maximum pitch-attitude, maximum pitch-rate and steady-state pitch-rate are reported.

FLIGHT CASE	LINEAR MODEL				NON LINEAR MODEL				
	Mach	η_{min}	η_{max}	η_{min}	η_{max}	η_{min}	η_{max}	η_{min}	η_{max}
(ft)	rad	$\frac{deg}{sec}$	$\frac{deg}{sec}$	deg	deg	$\frac{deg}{sec}$	$\frac{deg}{sec}$	deg	deg
1000	0.60	-72	28	-13.6	0	-72	30	-13.7	0
20000	0.70	-72	30	-13.9	0	-71	35	-13.4	0
40000	0.80	-96	43	-18.0	0	-95	43	-17.9	0

FLIGHT CASE	LINEAR MODEL			NON LINEAR MODEL			
	h	θ_{max}	q_{max}	q_{ss}	θ_{max}	q_{max}	q_{ss}
(ft)	rad	deg	$\frac{deg}{sec}$	$\frac{deg}{sec}$	deg	$\frac{deg}{sec}$	$\frac{deg}{sec}$
1000	0.60	49.3	7.7	5	48.6	7.6	5
20000	0.70	49.3	7.8	5	47.9	8.1	4.7
40000	0.80	49.3	7.4	5	47.9	7.4	4.7

FLIGHT CASE	LINEAR MODEL			NON LINEAR MODEL			
	h	N_{max}	α_{max}	Δ_h	N_{max}	α_{max}	Δ_h
(ft)	rad	g	deg	ft	g	deg	ft
1000	0.60	2.65	8.9	1919	2.65	6.9	1919
20000	0.70	2.55	13.5	1865	2.65	11.4	1865
40000	0.80	2.43	23.0	1567	2.48	20.0	1551

In table (3) the maximum load-factor, maximum angle of attack and altitude change at 10 sec are reported.

7 CONCLUSIONS AND OBSERVATIONS

The results have shown that, in order to maintain the same control law performance, as obtained with the linear model, it is necessary to carry on some adjustments on the control law gains. It must be mentioned that during the simulations the Mach number has varied around 0.12 and the altitude around 2000 ft. The simulations have been carried with the control law gains fixed and a better evaluations must be performed with the control law gains scheduled obtaining obviously a better performance.

8 AIRCRAFT DATA USED

The aircraft data used for Mach 0.70, 20000 ft altitude for the linear model is,

$$A = \begin{bmatrix} -0.0048 & 0.0596 & -21.528 & -32.88 \\ -0.1243 & -0.666 & 732.77 & -0.97 \\ 0.0001 & -0.0018 & -0.707 & 0.0002 \\ 0.0 & 0.0 & 1.0 & 0.0 \end{bmatrix}$$

$$B^T = [0.9783 \quad -33.54 \quad -1.917 \quad 0.0]$$

The pre-filter transfer function is; $6.96(s + 2.38)/(s + 16.58)$

The actuator state space model is given by ;

$$\dot{x}_A = A_A x_A + B_A \eta_c$$

with $x_A^T = [\eta \quad v_\eta]$ and,

$$A_A = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -100 & -14 \end{bmatrix}$$

$$B_A^T = [0 \quad 100]$$

The control law gains are the following ;

$$k_w = 0.0007 ; k_q = -1.0168 ; k_{eq} = -2.2361$$

and $G_0 = -1.18368$

9 REFERENCES

- [1] MIL-F-8785C
Flying qualities of piloted airplanes.
DoD, United States Government - 1980
- [2] Gibson, J.C.
Piloted handling qualities design criteria for high order flight control systems. AGARD-CP-333 - april 1982.
- [3] Heffley, R.K. and Jewell, W.F.
Aircraft Handling qualities data. NASA CR-2144, 1972.
- [4] Oliva, A. P. and Cook, M.V.
A Simulation of the Boeing-747 aircraft. College of Aeronautics report 9202 - Cranfield Institute of Technology.
- [5] Oliva, A.P.
The design and analysis of a Reconfigurable flight control system for advanced civil aircraft. Ph.D. Thesis, Cranfield Inst. of Technology . 1993.

AILERON TO RUDDER INTERCONNECTION WITH ANALYTICAL REDUNDANCY

ALVARO PRIETO OLIVA

CTA - IAE - ASE/C - bolsista do CNPq
Pça. Mal. Eduardo Gomes 50 - CEP 12228-904
São José dos Campos - SP - FAX (0123)412522

The ARI system is used in order to minimise sideslip in manoeuvres where aileron input is used. In lateral-directional flight control systems an ARI is included and in the event of a sensor failure the aircraft flying qualities will be degraded and in certain cases even the aircraft stability. So it is desirable to include some degree of redundancy into the system. Here this redundancy is included without the addition of extra sensors but simply by including reversionary robust observer based control laws. These control laws guarantee the original flying qualities and stability in the event of a double sensor failure. The performance of the system with sensor based control law and with observer based control law have been assessed and the results reported.

1 INTRODUCTION

The ARI, aileron to rudder interconnection, is used in order to minimise sideslip in manoeuvres where aileron input is used. So in lateral-directional flight control systems an ARI is included and used together with a roll damper and yaw damper. In this way the lateral directional flight control system needs in general three sensors, for roll-rate, bank angle and yaw-rate, and if there is a loss of a feedback path then the aircraft flying qualities will be seriously degraded and in certain cases even the aircraft safety is implied. In view of this it is desirable to include some degree of redundancy in the lateral-directional flight control system. This work shows how such redundancy can be included without adding extra sensors, that is, including analytical redundancy by means of robust observer based control laws. These observer-based control laws have been designed by using the Doyle (1979) observer and the idea of Rynaski (1982). So in the event of a feedback path feedback loss the system has alternative reversionary control laws that maintain the same stability and flying qualities as given by the sensor based control law.

2 CONTROL LAW STRUCTURE

The control law structure used in this work to obtain the results has been obtained from McLean (1990) and is showed in figure (1). As can be seen is a simple roll-damper and yaw-damper with an ARI included. So this is the sensor based control law, the design of such control law is discussed in the appropriate references, as McLean (1990), McRuer (1973) and many others related to ARI design.

3 OBSERVERS DESIGN

Three reduced order observers can be designed, one using roll-rate as input, the second using yaw-rate as input and the third using bank-angle as input. The lateral-directional aircraft model is given by,

$$\dot{x} = Ax + B_1\delta_a + B_2\delta_r \quad (1)$$

with the state vector given by,

$$x^T = [\beta \ p \ r \ \phi] \quad (2)$$

It is known that the Doyle-Stein observer has its poles located at the open loop transmission zeros of the aircraft. In this particular aspect this study is interesting because in

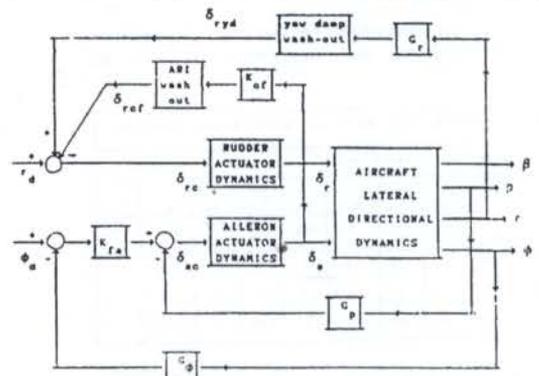


Figure 1 - ARI included in the lateral-directional flight control system with sensors of roll-rate (p), yaw-rate (r) and bank angle (ϕ).

the longitudinal case, the open loop transmission zeros are located on the left half of the s -plane, and in this case there are some transmission zeros located on the right half of the s -plane. However as mentioned by Maciejowski (1989) the design works quite well if these transmission zeros are located beyond the operating bandwidth of the system as finally designed. The aircraft example used is the same used by McLean and the appropriate data is,

$$A = \begin{bmatrix} -0.056 & 0.000 & -1.000 & 0.042 \\ -1.05 & -0.465 & 0.39 & 0.0 \\ 0.60 & -0.032 & -0.115 & 0.0 \\ 0.0 & 1.0 & 0.0 & 0.0 \end{bmatrix}$$

$$B_1^T = [0.0 \ 0.14 \ 0.008 \ 0.0]$$

$$B_2^T = [0.0022 \ 0.153 \ -0.475 \ 0.0]$$

The observer dynamics is given by,

$$\dot{z} = Fz + Gy + H_1\delta_a + H_2\delta_r \quad (3)$$

and the estimated state vector is simply,

$$\hat{x}_2 = M y + N z \quad (4)$$

The design method is described in Chen (1984), and

$$y = C x \quad (5)$$

To design the observer the aircraft dynamics is partitioned in the form,

$$\dot{x}_1 = A_{11}x_1 + A_{12}x_2 + B_{11}\delta_a + B_{12}\delta_r \quad (6)$$

$$\dot{x}_2 = A_{21}x_1 + A_{22}x_2 + B_{21}\delta_a + B_{22}\delta_r \quad (7)$$

where $y = x_1$ is the sensed state and x_2 is the state vector to be estimated. In table (1) the open loop transmission zeros are listed in order to be used in the design. The design was performed by choosing the poles of the F matrix as the open loop transmission zeros of the aircraft as a first attempt. Then choosing a \bar{G} in order that the pair (F, \bar{G}) be controllable. After these steps have been performed a transformation matrix T is obtained by solving a Lyapunov equation as,

$$FT + T(-A) = -\bar{G}C \quad (8)$$

TABLE 1 - OPEN LOOP TRANSMISSION ZEROS	
T.F.	ZEROS
p/δ_a	$-0.0966 \pm i 0.8114$, 0
p/δ_r	2.2588 , -1.204 , 0
r/δ_a	$0.407 \pm i 0.678$, -0.7752
r/δ_r	$0.0304 \pm i 0.2452$, -0.5894
ϕ/δ_a	$-0.0966 \pm i 0.8114$
ϕ/δ_r	-1.204 , 2.2588

Then H_1 and H_2 are obtained from H, that is obtained from,

$$H = T B \quad (9)$$

Then M and N are obtained from,

$$\hat{x} = P^{-1} \begin{bmatrix} y \\ z \end{bmatrix} \quad (10)$$

With the help of table (1) it is possible to choose the F matrix of each observer. So in the case of $y = p$ the observer poles are chosen as;

$-0.0966 \pm i 0.8114$ and -1.204 as a first design attempt. With this choice the system performance was then assessed with respect to tracking, regulation and frequency response. This choice has showed a good performance with respect to tracking and frequency response, however not with respect to regulation. In view of this fact the complex pole ($-0.0966 \pm i 0.8114$) was not used and it was replaced by -0.01 as an approximation for the transmission zero located at 0 and -5 as the third pole of the observer, this third pole was chosen looking to the system performance. With this choice the system has a better performance in the regulation characteristic maintaining the good tracking performance and the same frequency response as obtained with the sensor based control law.

In the case of $y = r$ the observer poles are the following ;

$$-0.7752, -0.5894 \text{ and } -10$$

and this choice was good enough with respect to all aspects, again the pole at -10 was obtained by looking to the system performance.

And finally in the case of $y = \phi$, the poles are chosen as ;

$$-1, -1.204 \text{ and } -10$$

The pole at -10 was chosen in order to approximate the transmission zero located at infinity and the pole at -1 was chosen in order to obtain a good regulation characteristic.

It must be noticed that in the case of $y = r$ a pole at $s = -10$ was chosen, this was due to the fact that in this case there are only two transmission zeros in the left half s-plane, and so the third pole was taken in order to approximate the infinity and taking care to not degrade the system performance with respect to the sensor based control law performance. Then the observer F matrices are identified as F_p for the case of $y = p$, F_r for the case of $y = r$, and finally as F_ϕ for the case of $y = \phi$, and they are the following ;

$$F_p = \text{diagonal } (-0.01, -1.204, -5)$$

$$F_r = \text{diagonal } (-0.7752, -0.5894, -10)$$

$$F_\phi = (-1, -1.204, -10)$$

The \bar{G} matrix was chosen as,

$$\bar{G}^T = [1 \ 1 \ 1]$$

for the three cases. With these F and \bar{G} the H_1 and H_2 matrices are the following ;

In the case of $y = p$,

$$H_1^T = [-0.1124 \ 0.2030 \ 0.0308]$$

$$H_2^T = [0.50 \ 0 \ 0.0376]$$

In the case of $y = r$,

$$H_1^T = [0.0 \ -0.1357 \ 0.0009]$$

$$H_2^T = [-0.3123 \ 0.001 \ -0.0477]$$

In the case of $y = \phi$,

$$H_1^T = [-0.2960 \ -0.1680 \ -0.0015]$$

$$H_2^T = [0.145 \ 0 \ -0.0017]$$

The M matrices obtained are the following ;

In the case of $y = p$

$$M_p^T = [-3.520 \ 6.0 \ 12.65]$$

In the case of $y = r$

$$M_r^T = [18.48 \ 7.69 \ 329.87]$$

In the case of $y = \phi$

$$M_\phi^T = [-17.3 \ 11.6 \ 6.2]$$

The N matrices obtained with this design are the following :

$$N_p = \begin{bmatrix} 0.0275 & 0.314 & 14.0 \\ 0.0776 & 1.73 & -38.1 \\ 1.76 & 3.63 & -74.9 \end{bmatrix}$$

$$N_r = \begin{bmatrix} 0.426 & -0.0822 & -186.8 \\ 4.34 & -1.257 & -108.25 \\ 44.15 & -2.96 & -3572.6 \end{bmatrix}$$

$$N_\delta = \begin{bmatrix} 2.39 & -5.9 & 198.2 \\ -0.37 & 0.87 & -119.1 \\ -4.3 & 8.3 & -87.3 \end{bmatrix}$$

In this way the observers design are completed and can be used together with the control law showed in figure (1).

4 OBSERVER-BASED CONTROL LAWS

With the three reduced order observers designed it is now possible to design three observer based control laws and then the required redundancy, with respect to sensor failures, can be introduced in the flight control system. The observer-based control law when the aircraft output is roll-rate will be called CLP, when the aircraft output is yaw-rate it will be called CLR and when the aircraft output is bank angle it will be called CLF. In figure (2) the CLP control law is showed as an example.

So the system is now able to support two sensor failures and still working with the same level of stability and flying qualities. The closed loop system can be represented by ;

$$\dot{x} = A x + B_1 \phi_d + B_2 r_d \quad (11)$$

with the state vector given by ;

$$x^T = [x_1 \ x_2 \ \delta_a \ \delta_r \ \delta_{ryd} \ \delta_{rcf} \ z] \quad (12)$$

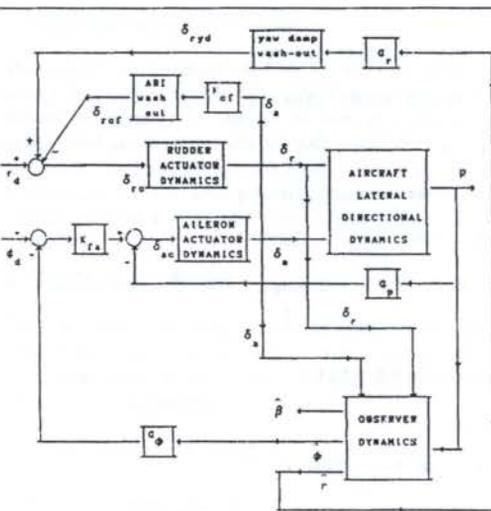


Figure 2 - ABI included in the lateral-directional flight control system with observer-based control law CLP using only roll-rate as input

5 PERFORMANCE COMPARISON

In order to assess the performance of the three observer-based control laws with respect to the sensor-based control law a comparison of the sideslip (β) time response to a step in the commanded ϕ_d , of the sideslip time response for an initial sideslip perturbation, and of the bode plot of frequency response obtained with the transfer function of β / ϕ_d is showed. So in figure (3) these responses are showed for the sensor based control law and in figure (4) they are showed for the observer-based control law CLP. Similar figures have been obtained for CLR and CLF. From these figures it can be concluded that the same flying qualities are maintained with any one of the observer-based control laws and so not only stability robustness is assured but also performance robustness.

A comparison of the M matrices of each observer shows that the observer with $y = r$ has some disadvantage with respect to the others, since it has terms of higher magnitude and so it is more dangerous in the event of sensor failure. The observer that gives M with elements of lower magnitude is when $y = p$.

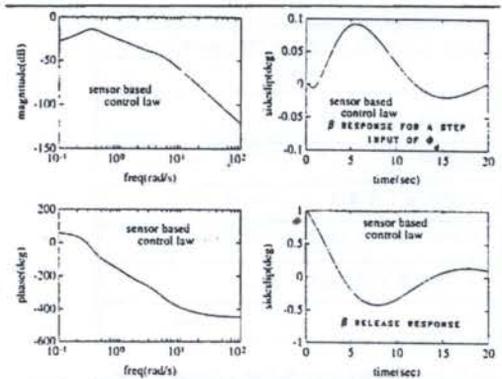


Figure 3 - Flight control system performance obtained with the sensor based control law

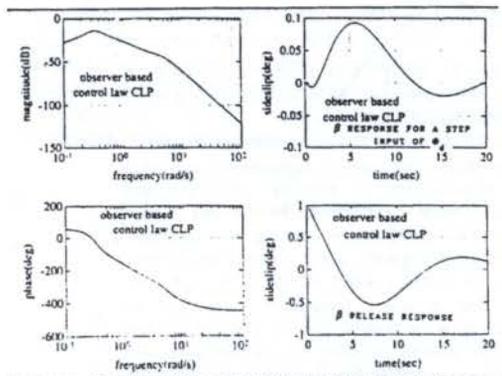


Figure 4 - Flight control system performance obtained with the observer based control law CLP

6 REDUNDANCY ASPECT

As noticed it is then possible to include a certain degree of redundancy in the system by means of these three observer based control laws. So in this way it is allowed to the flight control system to support a double sensor failure and still maintaining the original designed flying qualities and stability characteristics. In the event of a roll-rate sensor failure the system can switch to CLR or CLF, if then it happens a yaw rate sensor failure the system can switch to CLF, and so similar cases are possible. The following cases are then possible ;

SBCL → CLR → CLF
SBCL → CLF → CLR
SBCL → CLP → CLF
SBCL → CLF → CLP
SBCL → CLP → CLR
SBCL → CLR → CLP

7 CONCLUSIONS AND OBSERVATIONS

The research has shown that redundancy can be introduced analytically in the lateral-directional flight control system maintaining the original designed flying qualities and stability by means of the guidelines given to design a Doyle-Stein observer. Obviously the observer parameters must be scheduled with flight condition in order to maintain the robustness obtained.

8 CONTROL LAW DATA

The following data are with respect to figure (1). The aileron actuator transfer function is given by ; $10 / (s + 10)$
The rudder actuator transfer function is ; $4 / (s + 4)$.
The yaw-damper wash-out transfer function is given by ;
 $s / (s + 1)$
The cross-feed wash-out transfer function is given by ;
 $s / (s + 20)$
The gains are the following ;
 $G_p = 9.5156$; $G_r = 10$; $K_{cf} = 0.035$; $G_\phi = 1$; $K_{fa} = 10$

9 REFERENCES

- Chi-Tsong Chen
Linear System Theory and Design.
CBS College Publishing, Holt, Rinehart and
Winston, 1984.
- Doyle, J.C. and Stein, G.
Robustness with observers - IEEE Transactions
on Automatic Control - vol AC-24, no.4,
aug 1979, pp 607-611.
- Maciejowski, J.M.
Multivariable Feedback Design.
Addison Wesley Publishing Company - 1989
- McLean, D.
Automatic Flight Control Systems. Prentice
Hall Int. 1990.
- McRuer, D.T.; Ashkenas, I. L and Graham, D.C
Aircraft Dynamics and Automatic Control.
Princeton University Press, 1973.
- Rynaski, E.G.
Flight Control Synthesis using Robust Output
Observers. Proc. AIAA, Guidance and Control
Conference - San Diego - CA - aug 1982 - pp
825-831

CARACTERIZAÇÃO E ANÁLISE DE UM GERADOR PERIÓDICO PARA CALIBRAÇÃO DINÂMICA DE TRANSDUTORES DE PRESSÃO

ALBERTO C.G.C. DINIZ, FERNANDO J. R. NEVES E FÁBIO P. BARTOLI
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade de Brasília - Campus Universitário
70910-900 Brasília - DF - Brasil

RESUMO

Neste trabalho é feita a caracterização de um gerador periódico de pressão utilizado em procedimentos para calibração dinâmica de sensores de pressão. O gerador consiste em uma coluna de fluido excitada por meio de um Shaker. Foi analisada a influência de diferentes fluidos nos limites do campo de utilização do gerador, bem como nas características de Acuidade, Repetibilidade e Linearidade do sinal de pressão gerado. São apresentados também os dispositivos e a instrumentação utilizada.

INTRODUÇÃO

A forma de variação da pressão é uma informação significativa em muitos dos processos de medição. Assim, mais importante que medir "um valor" de pressão é necessário que o sensor ou sistema de medição seja capaz de fornecer, como saída, um sinal que reproduza fielmente o comportamento do sinal de pressão em que se está interessado, ao longo do tempo. Esta forma de medição é chamada de "medição dinâmica de pressão" e segundo C. Clark (1989) corresponde "a medição de sinais de pressão cuja componente variável apresenta constante de tempo menor que um segundo". Para se garantir a qualidade da medição, nestas condições é necessário que se proceda à "calibração dinâmica" do sensor ou sistema de medição.

A calibração dinâmica de sensores de pressão promove a determinação do comportamento dinâmico do sensor com níveis de exatidão e confiabilidade elevados. A qualidade da calibração depende de quão bem se conhece o valor da pressão que está realmente sendo aplicada sobre o transdutor durante a sua calibração (Girard 1991). Esse sinal de pressão de referência ou sinal padrão de calibração deve ser, portanto, conhecido, confiável, controlável e permitir a repetibilidade dos ensaios em condições idênticas. O tipo de gerador de pressão utilizado influencia tanto o procedimento de calibração como o tipo de sensor que pode ser calibrado.

Os geradores de pressão são divididos em geradores estáticos e dinâmicos sendo que entre os primeiros o mais conhecido é a Balança de Pressão ou Calibrador de Peso Morto. Este tipo de gerador é bastante difundido e possui uma tecnologia desenvolvida e dominada (Shoeler & Couto, 1993). Os geradores dinâmicos de pressão são divididos em aperiódicos e periódicos. Os geradores aperiódicos, com poucas exceções, geram um sinal que se aproxima de uma Função Degrau. Os geradores periódicos, por sua vez, geram, normalmente, sinais senoidais de pressão. Neste trabalho é feita a caracterização de um gerador periódico de pressão, e determina-se o seu campo de utilização em pressão e frequência, e a exatidão, repetibilidade e linearidade do sinal gerado.

O gerador desenvolvido permite a calibração do transdutor a partir de grandezas físicas básicas. Para o seu desenvolvimento tomou-se com referência básica o trabalho de Shutte, Cate e Young (1985).

O método de calibração proposto baseia-se na aplicação da Equação de Cauchy a uma coluna de líquido

acelerada na direção vertical segundo uma função senoidal, de modo a definir o seguinte modelo:

$$P(t) = \rho h a(t) \quad (1)$$

sendo:

$$a(t) = g + A_0 \text{sen}(\omega t) \quad (2)$$

tem-se:

$$P(t) = \rho gh + \rho h A_0 \text{sen}(\omega t) \quad (3)$$

e a componente variável, que interessa, será dada por:

$$P_v(t) = \rho h A_0 \text{sen}(\omega t) \quad (4)$$

onde A_0 é a amplitude da aceleração aplicada à coluna de líquido e ω é a frequência de oscilação. É esta componente que é importante para a calibração dinâmica de transdutores de pressão no domínio da frequência, pois variando-se a frequência ω do sinal de aceleração e mantendo-se constante a amplitude A_0 do mesmo, pode-se obter a Resposta em Frequência do transdutor.

O gerador desenvolvido, então, consta de uma coluna montada sobre um excitador eletromagnético de vibrações (Shaker), capaz de acelerar a coluna segundo uma função senoidal de amplitude e frequência controladas. A cavidade no interior da coluna é preenchida até uma altura h por um fluido de massa específica conhecida ρ . O sistema controlador do shaker é capaz de fornecer um sinal de aceleração senoidal com amplitude constante nas várias frequências.

O sensor/transdutor a ser calibrado é montado com seu elemento sensível faceando a superfície lateral da cavidade; estando, portanto, sujeito a pressão periódica gerada (Figura 2). A aceleração é medida usando um acelerômetro piezoelétrico. O sinal de aceleração e de pressão são comparados utilizando um osciloscópio digital e um microcomputador, que processa os dados adquiridos. Na figura 1, apresenta-se o sistema completo de calibração utilizado.

A coluna de calibração e o sistema excitador. Confeccionada em alumínio a coluna de calibração apresenta um formato cônico, possuindo altura total de 110 mm, diâmetro da base de 76 mm e diâmetro no topo de 38 mm, e em seu interior uma cavidade cilíndrica de 30 mm de diâmetro e 100 mm de profundidade. Esta cavidade, que é preenchida pelo fluido de calibração, permite a montagem de até dois sensores para calibração. No topo da coluna existe uma tampa para a montagem do acelerômetro por meio de um parafuso

prisioneiro. Um respiro, na tampa, permite que a superfície livre do fluido fique a pressão atmosférica. A Figura 2 apresenta um desenho, em corte, da coluna.

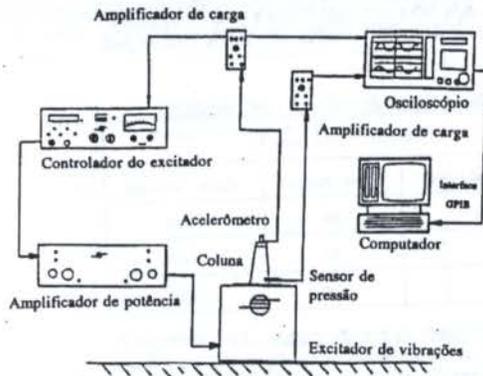


Figura 1: Componentes do sistema de calibração.

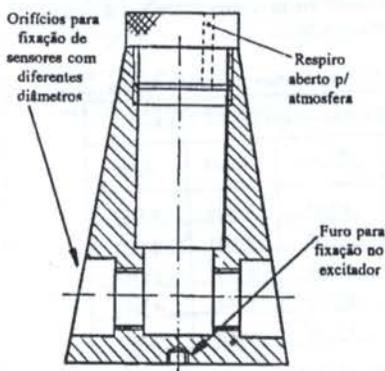


Figura 2: Corte transversal da coluna de calibração

No caso da montagem realizada o sistema excitador utilizou um *shaker* tipo 4808 de fabricação Brüel & Kjær, um controlador de excitador B&K tipo 1047 e um amplificador de potência B&K 2712. As especificações das características destes equipamentos garantem a qualidade do sinal gerado na faixa de frequência utilizada.

O Fluido de Calibração. Um importante elemento do sistema de calibração é o líquido utilizado para enchimento da coluna de calibração. Este líquido deve possuir massa específica e viscosidades apropriadas. A princípio, quanto maior a densidade mais alto o nível de pressão gerado, mas normalmente esse aumento de densidade implica em uma diminuição da viscosidade, como no caso do mercúrio. A baixa viscosidade implica em uma movimentação muito grande do fluido no interior da coluna, o que afetaria o desempenho do sistema. Deste modo, fez-se a opção por líquidos com massa específica próximas à da água. Para melhor avaliação do dispositivo e procedimento de calibração propostos foram utilizados os seguintes líquidos: Água, Glicerina e o Polidimetilsiloxano (PDMS).

O PDMS é um polímero orgânico de silicone disponível em diferentes viscosidades. Apresenta pouca alteração nas propriedades químicas em uma ampla gama de temperaturas, baixa pressão de vapor e alta resistência à oxidação (Mark et alii, 1992). No caso, foi utilizado o PDMS com viscosidade de 1000 centiStokes, que apresenta, a 25 °C, densidade 0,977

e Tensão Superficial de 21,5 din/cm. Ensaios realizados durante o trabalho indicaram que, na faixa de temperatura atingida durante os ensaios de calibração, a variação da densidade não é significativa (Diniz, 1994).

CARACTERIZAÇÃO DO GERADOR

O Domínio de utilização do gerador é definido pela faixa de amplitudes de pressão que podem ser geradas e pelo intervalo de frequência no qual a função resposta em frequência do gerador apresenta um patamar estável, dentro de critérios usuais de tolerância. No caso do procedimento de calibração proposto, o sinal de entrada é a aceleração, os parâmetros: massa específica e altura do líquido são constantes de ganho. O sinal de saída é a pressão gerada, que é medida por um sensor padrão de referência, montado na coluna, no local reservado para os sensores a serem calibrados. Sendo assim, para se obter a Resposta em Frequência do gerador, aplica-se um sinal de aceleração senoidal de amplitude constante em diferentes frequências e mede-se a amplitude do sinal de pressão do sensor de referência. Levantam-se assim os níveis de pressão efetivamente gerados e como essa pressão se comporta ao longo da faixa de frequência. Para cada fluido foram feitos ensaios com cinco níveis de aceleração diferentes, varrendo-se uma faixa de frequência de 10 Hz a 6800 Hz. Em cada frequência foram feitas dez medições garantindo-se, através do controlador do excitador e do software usado, que o sinal de aceleração mantinha sempre a mesma amplitude. Foi utilizado como sensor padrão um sensor de pressão piezoelétrico tipo 601B de fabricado Kistler, com frequência natural maior que 150 kHz e sensibilidade à aceleração transversal menor que 0.0001 bar/g. As figuras 3, 4 e 5 apresentam as curvas de amplitude versus frequência obtidas para cada fluido com diferentes níveis de aceleração.

O estudo da exatidão do sinal gerado é feito comparando-se os valores de pressão gerados (medidos) com os valores de referência de pressão esperados. Os valores de referência foram calculados de acordo com a equação nº 4 utilizando o sinal de aceleração medido e os valores experimentalmente determinados da altura da coluna e densidade do líquido. A repetibilidade do gerador foi avaliada através de desvio padrão dos valores de pressão medidos para cada frequência do sinal de aceleração aplicado. A linearidade do gerador foi estudada observando-se o comportamento dos níveis médios de pressão gerados com a variação da amplitude da aceleração aplicada a coluna.

Todos os experimentos foram realizados com a mesma altura de coluna de líquido, tendo-se registrados os níveis de temperatura do líquido no início e fim de cada ensaio.

RESULTADOS OBTIDOS

A observação das curvas obtida (figuras 3, 4 e 5) indica, à primeira vista, que o sistema gerador de pressão possui um comportamento típico de sistema de segunda ordem subamortecido. O pico de ressonância que aparece para todos os fluidos, sempre acima de 2500 Hz, conduz a essa consideração. Nota-se, contudo a existência de um aumento do nível de pressão gerada na faixa entre 100 e 160 Hz para todas as amplitudes de aceleração. Após esse pico tem-se uma queda na amplitude do sinal com valor mínimo em 180 Hz. Esse comportamento caracteriza um ponto de ressonância a baixa frequência (140 Hz). Observa-se ainda que o aumento na amplitude de aceleração também reduz a frequência de ressonância principal (pico maior), embora que para alguns fluidos essa diminuição não seja muito evidente, a frequência de ressonância com amplitude de aceleração de 50,196 m/s² é sempre menor que a obtida com amplitudes de 5,647 m/s² e 10,039 m/s². Pode-se dizer, ainda, que, de maneira geral,

para frequências menores que a frequência de ressonância principal, as curvas apresentam uma faixa onde o sinal de pressão gerado possui relativa estabilidade, com exceção da região próxima a faixa de 80 a 180 Hz (Ver figuras seguintes).

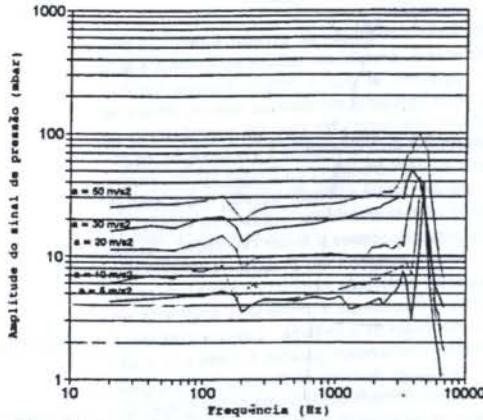


Figura 3: Resposta em Frequência do gerador com Água

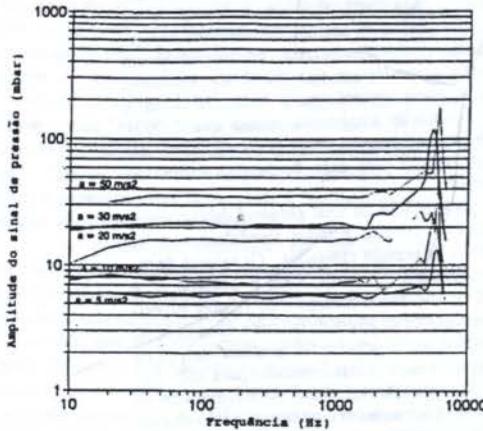


Figura 4: Resposta em Frequência do gerador com Glicerina

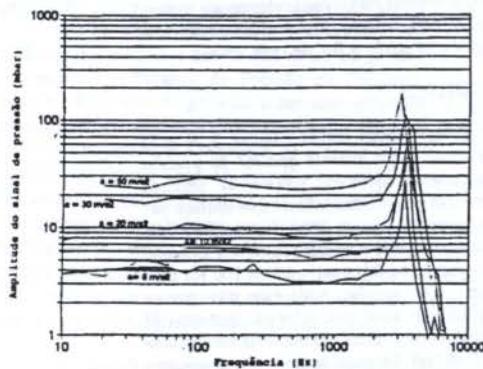


Figura 5: Resposta em Frequência do gerador com PDMS

Faixa de utilização em frequência. Para determinação da faixa de utilização em frequência do gerador, calculou-se o valor de pressão médio na região de patamar para cada

curva obtida e admitindo-se uma variação máxima de $\pm 5\%$ em torno da média foram determinados, iterativamente, os limites mínimos e máximos da faixa de frequência. Foi determinada uma faixa para cada fluido e nível de aceleração (Diniz, 1994) e a tabela 1 mostra os valores médios para cada fluido.

Tabela 1: Faixas de utilização em frequência

FREQUÊNCIAS em Hz		
Fluido de Calibração	Valor mínimo	Valor máximo
Água Destilada	500	1100
Glicerina	40	1700
PDMS	500	1700

Repetibilidade da pressão gerada. Para obtenção de cada uma das curvas apresentadas nas figuras 3, 4 e 5 foram feitas dez leituras de pressão para cada valor de frequência, permitindo a determinação do desvio padrão das leituras feitas. A tabela 2 apresenta, os valores do desvio padrão médio nas faixas de frequência para cada fluido nos diferentes níveis de aceleração utilizados.

Tabela 2: Valores Médios do Desvio Padrão.

VALORES MÉDIOS DO DESVIO PADRÃO (mbar)			
Aceleração (m/s^2)	Glicerina	PDMS	Água
5,647	0,2902	0,3039	0,1754
10,039	0,2498	0,4583	0,1673
20,078	0,2793	0,2964	0,2167
30,117	0,6760	0,3441	0,3061
50,196	0,5158	0,2480	0,4588

Avaliação do nível de pressão gerado. Utilizando os valores experimentais da altura da coluna de líquido e da massa específica do mesmo, bem como os valores de aceleração aplicados pelo excitador, determinou-se os valores de pressão esperados para cada fluido e cada nível de aceleração, considerando o modelo matemático descrito pelas equações de nº 1 a 4. Fazendo-se a comparação destes valores com os valores médios de pressão gerados nas regiões de patamar das curvas das figuras de nº 3 a 5, pode-se avaliar os valores medidos e o próprio modelo considerado. A Tabela 3 apresenta para cada fluido a diferença percentual entre os valores esperados e gerados em cada nível de aceleração.

Tabela 3: Diferença entre os valores de pressão

DIFERENÇA PERCENTUAL (%)			
Aceleração (m/s^2)	Água	Glicerina	PDMS
5,647	-7,89	-9,53	17,8
10,039	31,9	21,3	22,7
20,078	32,3	14,5	44,3
30,117	16,9	24,4	24,8
50,196	30,6	23,7	35,0

Análise da linearidade da resposta do gerador. O modelo matemático adotado para descrever o comportamento da pressão do gerador em função da aceleração de entrada indica uma variação linear para a amplitude da componente variável de pressão em função da aceleração. Nas figuras 6, 7 e 8 é feita a comparação desse comportamento esperado com

o comportamento dos valores de pressão medidos. Os gráficos foram construídos utilizando os valores de pressão teoricamente esperados e as médias dos valores de pressão nas faixas de utilização do gerador para cada fluido. São apresentadas, ainda, as curvas ajustadas aos valores experimentais.

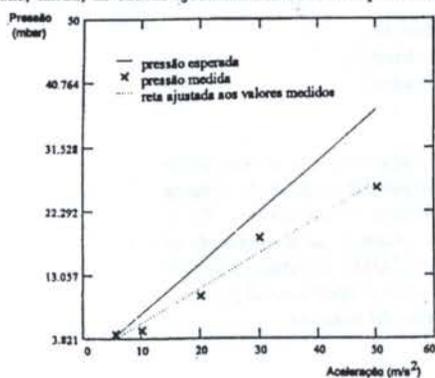


Figura 6: Variação da pressão com a aceleração para a Água.

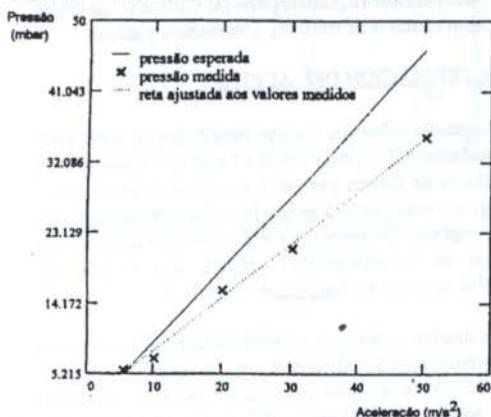


Figura 7: Variação da pressão X aceleração para a Glicerina

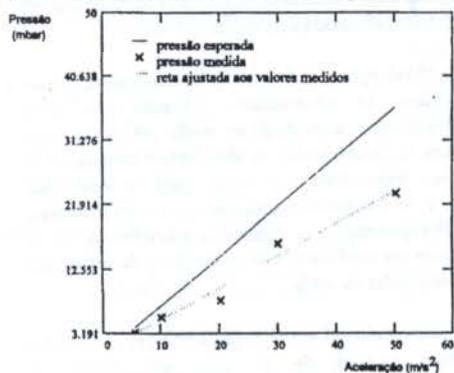


Figura 8: Variação da pressão X aceleração para o PDMS

CONCLUSÕES

O gerador desenvolvido mostrou-se capaz de gerar um sinal de pressão senoidal como desejado, em diferentes níveis de pressão e frequência. No que diz respeito a concepção do projeto, concluiu-se que a mesma é viável e cumpre satisfatoriamente o objetivo à que se propõe.

A comparação dos níveis de pressão gerados e esperados, bem como do comportamento desses níveis com o au-

mento da aceleração leva a concluir que, não desconsiderando possíveis erros experimentais, o modelo matemático utilizado para descrição do sistema gerador de pressão mostrou-se incompleto pois a comparação das curvas "Pressão vs. Aceleração" demonstram clara diferença entre elas no que diz respeito ao coeficiente angular das mesmas. A causa dessa diferença ainda não foi determinada, mas deve-se estudar a influência da viscosidade do fluido e da Tensão Superficial do mesmo, de modo a incluí-las, se for o caso, no modelo matemático.

A observação das curvas obtidas permite concluir que o sinal gerado apresenta um patamar de estabilidade cobrindo uma razoável faixa de frequências. Quanto a qualidade do sinal gerado é possível concluir que o mesmo apresenta relativa repetibilidade e é pouco susceptível a influências externas. Contudo os valores obtidos de desvio padrão para as amplitudes de pressão geradas ainda não são compatíveis com as exigências para um padrão metroológico. Deste modo faz-se necessário o aperfeiçoamento da instrumentação associada no sentido de melhorar a repetibilidade do sinal gerado.

Quanto ao domínio de utilização do gerador desenvolvido concluiu-se que o fluido que apresentou melhores resultados no que diz respeito a repetibilidade, faixa de frequência coberta e níveis de pressão gerados, foi a Glicerina. O PDMS apresentou, também, bons níveis de repetibilidade para o sinal de pressão. No caso do PDMS os valores dos desvios padrão diminuem com o aumento do nível de aceleração aplicado à coluna de calibração. Contudo os níveis de pressão gerados e a faixa de utilização em frequência, para o PDMS são menores que os da Glicerina.

REFERÊNCIAS

- . Clark, C., "The Practice of Dynamic Pressure Measurement", *Measurement & Control*, Vol. 22, Nº 10, pp. 258-301, 1989.
- . Diniz, A.C.G.C.; "Gerador periódico para Calibração Dinâmica de Transdutores de Pressão" Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 1994.
- . Girard, M.. "Techniques to Optimize High Accuracy, Computer Controlled Pressure Calibration", *Proceedings of 37th ISA International Instrumentation Symposium*, pag. 877-886, USA, 1991
- . Mark, J.E.; Allcock, H.R. & West, R.. "Inorganic Polymers". Prentice Hall, New Jersey, USA, 1992
- . Schutte, P.C.; Cate, K.H. & Young, S.D.. "Dynamic Pressure Calibration Standard", *Proceedings of 31st ISA International Instrumentation Symposium*, pag. 93-109, 1985

ABSTRACT

The characterization of a periodic pressure generator to be used in the dynamic calibration of pressure sensors is made. The generator consists of column in which vibration excitation is applied to a fluid. The influence of the fluid employed in the operating characteristics of the generator, and the repeatability and linearity of the pressure signal generated are studied. The devices and instrumentation used are presented.

CONCEPCIÓN DE UN SENSOR OPTOELECTRÓNICO PARA MEDICIÓN DE DESPLAZAMIENTOS EN UN AMORTIGUADOR

Dr. Vicente Díaz, Universidad Carlos III de Madrid.
D^a Sonia Fernández, Universidad Carlos III de Madrid.
D Emilio Velasco, Universidad Carlos III de Madrid.

RESUMEN

Se está desarrollando un sensor óptico para medir los desplazamientos en el interior de un amortiguador. La viabilidad de esta técnica está condicionada por las propiedades ópticas del aceite, por lo que se ha procedido a caracterizar espectralmente varios aceites. En el artículo se explica también el funcionamiento básico del sensor. Además, se ha simulado el comportamiento dinámico del amortiguador usando el programa BLOVE. El estudio trata de proporcionar al fabricante de automóviles un sensor de bajo coste que proporcione la posición del amortiguador en distintas situaciones de acuerdo con la marcha del vehículo.

INTRODUCCIÓN

Con el fin de estudiar el comportamiento de la masa suspendida del vehículo con relación a la masa no suspendida, sería conveniente medir en forma rápida y fiable la variación de su posición relativa, es decir, medir los desplazamientos en el amortiguador. Esta medida puede ser obtenida mediante un sensor, que para que sea viable debe tener un bajo coste, medir en un rango dinámico similar al existente en el amortiguador, y ser robusto en las condiciones de trabajo.

Tras examinar varias posibles soluciones, se decidió incluir el sensor dentro del amortiguador. Esto hace que además de los requisitos anteriores, el sensor deba cumplir los requerimientos adicionales que se citan a continuación:

- que no sea afectado por el aceite (SAE 20),
- que sea insensible al incremento de la temperatura, y
- que sea insensible a los cambios de presión en la cámara del amortiguador.

Los sensores mecánicos o eléctricos son probablemente inapropiados, debido a las condiciones adversas existentes en el interior del amortiguador. Por consiguiente, se ha considerado que los sensores de tipo óptico podrían ser adecuados en esas condiciones. Habida cuenta de que la factibilidad de esta técnica de medida está condicionada por las propiedades ópticas del aceite del amortiguador, en particular la transmitancia al infrarrojo o visible, se ha efectuado la caracterización espectral de aceites de amortiguador en diferentes etapas de envejecimiento. También se explica el funcionamiento básico del sensor. El comportamiento dinámico del amortiguador se ha simulado usando el programa de ordenador BLOVE, con el fin de estimar los desplazamientos en el amortiguador.

Este estudio trata de proporcionar a los fabricantes de automóviles un sensor de bajo coste que indique la posición del amortiguador en diferentes situaciones como función del movimiento del vehículo. Como ventaja adicional, el sensor podría proporcionar al usuario indicaciones valiosas sobre el estado de deterioro del aceite, y el funcionamiento del amortiguador, de manera que en un futuro cercano se pudiera establecer un criterio válido para decidir en qué momento un

amortiguador ha llegado al final de su vida útil. El estudio es válido tanto para amortiguadores tipo De Carbon como bitubo, esto es, con cámaras de tracción, compresión y alivio.

CARACTERIZACIÓN DEL ACEITE

El espectro infrarrojo incluye longitudes de onda desde aproximadamente 0.4 μm (visible) a 1 mm (infrarrojo lejano). Las regiones de interés para el desarrollo del sensor son el infrarrojo cercano (hasta 3 μm) y la región visible, dado que en estas regiones los emisores y detectores son ampliamente utilizados en comunicaciones ópticas, con lo que son producidos en masa y a bajo coste.

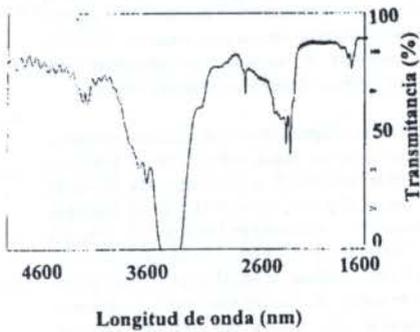
Para diseñar un sistema sensor basado en espectroscopía de absorción óptica diferencial no dispersiva infrarroja (NDIR-DOAS), la posición espectral y el tamaño e intensidad de las bandas de absorción deben ser conocidas. Tal información ha sido obtenida mediante un espectrofotómetro infrarrojo por transformada de Fourier (FT-IR).

La propiedad óptica de interés es la *transmitancia* o su complementario, la *absorbancia*. Cuando una onda electromagnética pasa a través de un medio (en este caso un líquido), parte de la intensidad es absorbida o reflejada y la otra parte es transmitida. La razón entre la intensidad transmitida y la intensidad incidente es la transmitancia, normalmente expresada en %. A partir de esta información, se pueden obtener los coeficientes de absorción y de refracción a diversas longitudes de onda.

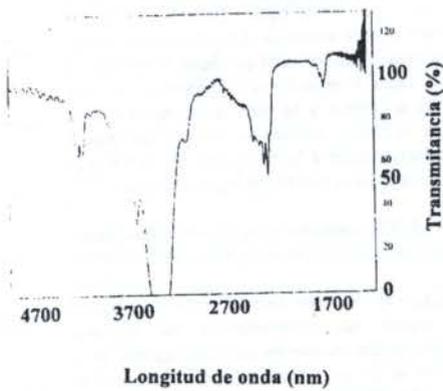
La caracterización del aceite implica trabajar con aceites en diferentes estados de su vida útil. Como el espectrofotómetro del que se dispuso posee una fuente de luz muy débil, fue necesario trabajar con películas de aceite muy finas (0,1 mm), empleando una celda para muestreo de líquidos con cristales de KBr.

El aceite caracterizado es del tipo SAE 20. El aceite n° 1 es un aceite limpio, mientras que los aceites n° 2 y 3 son aceites sucios, tomados de amortiguadores usados. A continuación se presentan y discuten los datos obtenidos de la espectroscopía, así como los cálculos realizados para obtener las características del aceite.

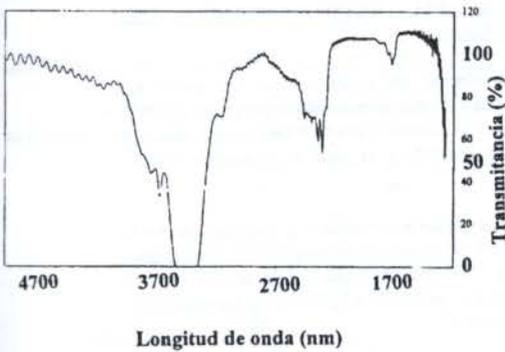
TRANSMITANCIA ACEITES 1, 2 Y 3



(a)



(b)



(c)

Figura 1.- Transmittancia (%) frente a la longitud de onda (nm). a) aceite 1; b) aceite 2; c) aceite 3.

Las figuras (1.a, b y c) muestran la razón entre la transmittancia (en %) del aceite que llena la celda de muestreo y la transmittancia en caso de que haya aire en la celda. Esta última transmittancia se llama "background". La intensidad de transmisión está gobernada por la ley de Lambert-Beer, que expresa la intensidad transmitida como función de la intensidad de la fuente, el coeficiente de absorción α para cada longitud de onda, y el camino óptico recorrido:

$$I = I_0 e^{-\alpha d} \quad (1)$$

donde I es la intensidad transmitida; I_0 , la intensidad de la fuente; α , el coeficiente de absorción; y d , el camino óptico. Se aprecia que la transmittancia no varía sustancialmente en los aceites usados con relación al aceite nuevo. También se observa que en algunas partes de los gráficos, la razón entre transmittancias alcanza valores mayores del 100 %. Esto significa que el aceite produce un efecto antirreflejante, es decir, que la cantidad de energía reflejada es mayor cuando el aire llena la celda que cuando lo hace el aceite.

La caracterización de los aceites hace posible elegir la región espectral en la que el sensor va a trabajar, y desarrollar teóricamente el sensor. Además, a partir de estos datos y a través de varios cálculos, la intensidad de la fuente y la detectividad del sensor en las condiciones de trabajo previstas pueden ser estimadas.

Para obtener el índice de refracción del aceite, necesario para realizar cálculos posteriores, se ha tenido en cuenta que la disposición experimental empleada para caracterizar los aceites es la mostrada en la figura 2.

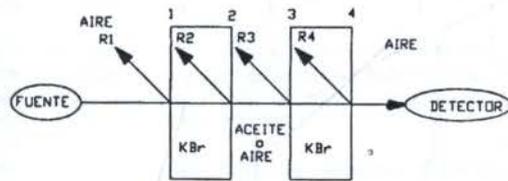


Figura 2.- Camino óptico de la luz en el espectrofotómetro.

Así, en las interfases 1, 2, 3 y 4, parte de la luz es reflejada y parte transmitida. La fracción reflejada en cada interfase viene dada por la expresión:

$$Ri = \left[\frac{n_a - n_b}{n_a + n_b} \right]^2 \quad (2)$$

siendo n_a y n_b los índices de refracción de los medios a y b (por ejemplo, aire y KBr). Los índices de refracción permanecen constantes para un amplio rango de longitudes de onda.

La intensidad que llega al detector es

$$I = I_0 (1-R1) (1-R2) (1-R3) (1-R4) e^{-\alpha d} \quad (3)$$

Hay varias regiones en los gráficos en las cuales $\alpha = 0$, es decir, en las que toda la energía es transmitida. En estas circunstancias, el n_{aceite} puede ser fácilmente obtenido ($n_{ace1} = 1,15$; $n_{ace2} = 1,26$ y $n_{ace3} = 1,27$). Estos datos son necesarios para posteriores cálculos.

TECNOLOGÍA BÁSICA DEL SENSOR

El sensor está construido acoplando una matriz de filtros multispectral y una matriz de detectores infrarrojos o visibles (figura 3).

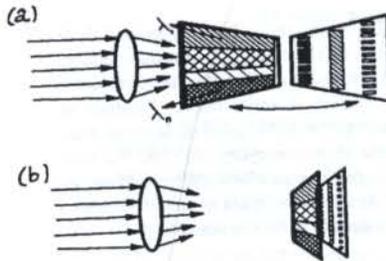


Figura 3.- Sensor multispectral integrado. a) matriz de detectores separada del filtro. b) sensor integrado (López et al, 1992).

El filtro multispectral consiste en un conjunto de filtros ópticos distribuidos sobre una superficie. Estos filtros están centrados en longitudes de onda particulares, dependiendo de las bandas de absorción de interés (ver fig. 4).

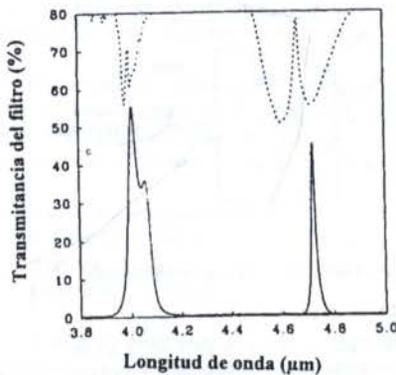


Figura 4. Comparación entre algunas bandas de absorción y los perfiles de transmisión de los filtros diseñados para su detección (López y de Frutos, 1993).

En el caso en estudio, bastaría con un filtro en una banda de absorción de interés y otro en una banda en la cual se transmitiera íntegramente la luz, de manera que sirviera como referencia para determinar la cantidad de energía transmitida en la banda de interés.

La forma de operación básica del sensor es la siguiente: cuando la luz pasa a través del aceite, hay varias longitudes de onda que corresponden a las bandas de absorción características del aceite. Si se tienen filtros centrados en dichas longitudes de onda, la fracción de luz que pasa a través del aceite y que llega al filtro depende de la energía absorbida en esas bandas de longitudes de onda. Y la energía absorbida es una función del camino óptico y del estado de envejecimiento del aceite (estado de deterioro). Por consiguiente, si se eligen las bandas de absorción adecuadamente, los sensores acoplados a cada filtro pueden dar el camino recorrido y el estado de envejecimiento.

Se requieren dos tecnologías diferentes para la fabricación de matrices multispectrales de filtros IR o visible: tecnologías de recubrimiento óptico para crear los filtros de interferencia requeridos, y técnicas fotolitográficas para localizar espacialmente los filtros a lo largo del sustrato.

El recubrimiento óptico puede ser aplicado mediante la evaporación al vacío de varias capas sobre el sustrato semiconductor. Hay muchas clases diferentes de filtros de película fina desde el punto de vista del perfil espectral (transmisión, absorción o reflexión en función de la longitud de onda). Los materiales con los que se trabaja pueden ser muy diferentes, y casi cualquier material disponible en forma de película fina es válido. Se pueden usar dieléctricos puros, metales o semiconductores, óxidos, sales, haluros, sulfuros, etc.

Para la localización espacial de los filtros se ha encontrado que la tecnología llamada "lift-off" ("levantamiento") es muy adecuada. En esta técnica no hay erosión directa de la multicapa, sino que antes de proceder a la deposición a vacío se deposita una fotorresina, se trata térmicamente en un horno, y se hace la sensibilización y revelado UV de la resina mediante la máscara apropiada, procediendo posteriormente a la eliminación de la resina y dejando el recubrimiento óptico en los lugares elegidos.

La viabilidad de ambas técnicas ha sido ampliamente probada (López et al., 1992, López y de Frutos, 1993 y 1994).

Elemento detector: el elemento detector debe ser elegido teniendo en cuenta las características del sistema. Habitualmente se emplean elementos semiconductores, tales como el seleniuro de plomo, o también se podrían emplear fotorresistencias. La propiedad más importante a la hora de seleccionar un elemento detector es la detectividad en la región de interés.

SIMULACIÓN DEL COMPORTAMIENTO DEL AMORTIGUADOR

La simulación del comportamiento dinámico del amortiguador ha sido realizada usando el programa BLOVE (desarrollado en la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Madrid), y se basa en la técnica BONDGRAPH.

Los valores para la constante de amortiguamiento y la rigidez del muelle son típicos de amortiguadores de automóvil (Vera y Fález). Las señales de excitación que simulan el perfil del suelo son de tipo pulso (0,1 m) y sinusoidal (amplitud 0,01 m y frecuencia 2 s⁻¹).

La figura 5 muestra el desplazamiento en el amortiguador. El valor mayor, es decir, el camino máximo que la luz tiene que recorrer es aproximadamente 12 cm.

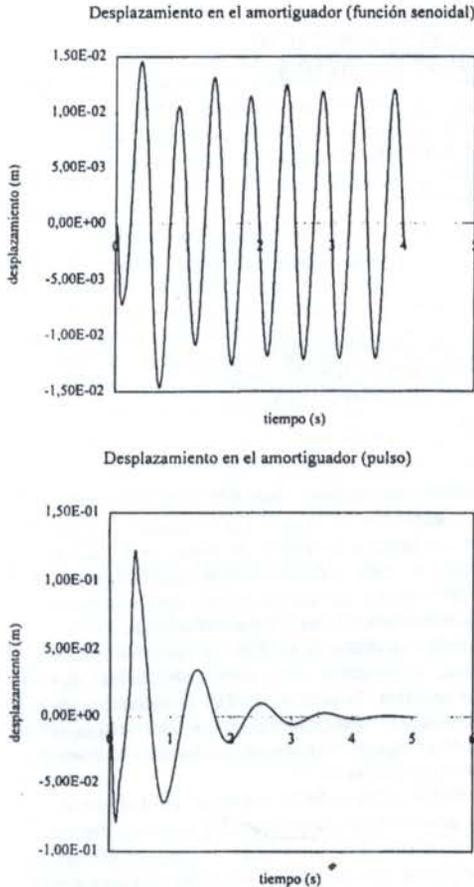


Figura 5.- Simulación del comportamiento del amortiguador. a) pulso, b) señal sinusoidal.

DISPOSICIÓN DEL SENSOR EN EL AMORTIGUADOR

Se consideraron tres posibles disposiciones del sensor en el interior del amortiguador (figura 6).

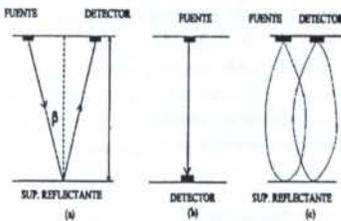


Figura 6.- Posibles disposiciones en el interior del amortiguador.

En el caso (a) el desplazamiento sería calculado como una función del ángulo β . En la disposición (b), el desplazamiento podría ser medido como una función de la cantidad de energía absorbida, esto es, una función del camino óptico recorrido. En la disposición (c), la fuente y el detector están en la misma superficie y bastante próximos, de forma que si se tiene en cuenta que la intensidad emitida por la

fente es mayor en dirección normal a la misma que en otras direcciones, y que en función de la distancia a la superficie opuesta reflejará más o menos luz, se podría calibrar el montaje de manera que en función de la intensidad recibida por el detector se pudiera determinar a qué distancia se encuentra la superficie opuesta donde refleja (sabiendo, además, que el detector detecta mejor en dirección normal que si la luz le incide en otros ángulos).

De estos posibles montajes, se ha considerado que el segundo es el más adecuado, ya que además de una mayor facilidad de ejecución, se evita el tener que disponer de fuentes con un haz colimado y los problemas derivados del hecho de que la luz no llegue en dirección normal al detector, lo que puede afectar el resultado de la medida.

Por el momento no se ha contemplado el efecto del cambio de temperatura producido por el movimiento en el amortiguador. Se sabe que el cambio de temperatura puede afectar las propiedades del emisor y el receptor, y tal vez cambiar las propiedades ópticas del aceite. Los cambios de presión no afectarían las propiedades ópticas del sistema, sin embargo podrían dar lugar a problemas de tipo mecánico en los dispositivos considerados.

REFERENCIAS

F. López et al., "Integrated optical filters for infrared electrooptical gas sensors", *Sensors and Actuators B*, 6 (1992) 170-175.

F. López and J. de Frutos, "Multispectral interference filters and their application to the design of compact non-dispersive infrared gas analysers for pollution control", *Sensors and Actuators A*, 37-38 (1993) 502-506.

F. López and J. de Frutos, "Electrooptical infrared compact gas sensor", *Sensors and Actuators B*, 18-19 (1994) 682-686.

"Infrared Technology Fundamentals", Monroe Schlessinger (1995).

Dinámica Vehicular Basada en la Técnica de BONDGRAPH, Carlos Vera y Jesús Féllez.

SUMMARY

An optical sensor is being developed to measure the displacements in a damper. The feasibility of applying this measurement technique is conditioned by the infrared transmittance of the damper oil. In order to study the factors above, several damper oils in different stages of their life have been spectrally characterized. The basic operation of the sensor is also explained. The dynamic behaviour of the damper has been simulated using the computer program BLOVE, with the aim of estimating the displacements in the damper. The study attempts to supply the automobile manufacturer with a low cost sensor that provides the damper position for different situations according to the movement of the vehicle.

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DA COMPOSIÇÃO DE GASES NA FORMAÇÃO E REFLEXÃO DE ONDAS NO INTERIOR DE UM TUBO DE CHOQUE

Marco A. M. de Carvalho, João Nildo de S. Vianna
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade de Brasília - Campus Universitário
70910-900 Brasília -DF - Brasil

SUMÁRIO

Neste trabalho são apresentadas e discutidas as influências de utilização de gases ou composições de gases nas características do degrau de pressão gerado no tubo de choque metrológico. Os Aspectos e aplicações de cada composição são abordadas em termos de amplificação e defasagem nos domínios de tempo e frequência.

INTRODUÇÃO

O tubo de choque (TC) é um dispositivo clássico para o estudo de escoamentos compressíveis e supersônicos. Mais recentemente, com o desenvolvimento de sensores que operam em altas faixas de frequências, o tubo de choque tem sido utilizado vantajosamente como um poderoso instrumento metrológico.

Os processos aero-termodinâmicos que ocorrem no TC criam descontinuidades nas propriedades termodinâmicas do gás envolvido no processo, gerando, durante um certo tempo, regiões bem definidas no interior do TC. Estas descontinuidades permitem que o TC seja também utilizado como um meio para calibração dinâmica de sensores de alta frequência, particularmente sensores de pressão e temperatura. Neste caso, o usual é excitar o sensor com degrau de pressão ou temperatura gerado pela reflexão da onda de choque no fundo do tubo.

Damion (1977) apresentou o Tubo de Choque como um dispositivo de grande versatilidade e desempenho na metrologia dinâmica e Vianna (1993) apresentou algumas aplicações da utilização do TC para a calibração de linhas pneumática utilizadas na instrumentação de motores.

A qualidade metrológica do TC depende do processo de formação da onda de choque e da duração do degrau de pressão, gerado pelo choque refletido no fundo do tubo. Como citam Daru & Damion (1993), entre os fatores que influenciam nestas características, predominam a plasticidade das membranas e as propriedades dos gases de operação.

Vários autores tem avaliado experimentalmente a influência de diferentes combinações de gases no desempenho dos TCs utilizados em metrologia dinâmica e em estudos da combustão.

Spadaccini (1994) desenvolveu um longo estudo com diferentes concentrações de gases em TC destinado à análise do processo de combustão.

Damion (1994) analisa a influência de algumas combinações de vários gases nas características do degrau de pressão gerado pela reflexão da onda de choque no fundo do tubo. Para realizar este estudo, as câmaras de alta e baixa pressão de TC foram operadas simultaneamente com gases de densidades diferentes. Os resultados apresentados nesta referência mostram que, para uma mesma diferença de pressão, quanto menor a relação entre as massa específicas

dos gases contidos nas câmaras induzida e indutora do TC, maior será a amplitude do degrau. Os resultados mostram também que um aumento excessivo da massa específica do gás da câmara do tubo induzido tem a desvantagem de diminuir drasticamente a duração do degrau, comprometendo sua aplicação metrológica. O trabalho entretanto não avalia o efeito das relações de massa específica no amortecimento e na defasagem, decorrentes das irreversibilidades dos processos que ocorrem no interior do TC. O conhecimento destas características, naturalmente permitirão utilização relações de massas específicas mais adequadas para melhorar as qualidades metrológicas do TC.

O objetivo deste trabalho é avaliar, no domínio da frequência, a influência da composição dos gases no degrau de pressão gerado pelo TC metrológico, o que permite um conhecimento prévio dos limites de calibração impostos aos sensores ou adaptadores em função do seu meio de operação.

APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

Como suporte experimental utilizou-se o tubo de choque metrológico TC02 do LMD / ENM com o sensor instalado no fundo do tubo. A figura 1 apresenta as principais dimensões do TC e seu sistema de aquisição de dados.

O sistema de aquisição utilizado foi um analisador de sinais da HP e amplificadores e sensores piezoelétricos da Kistler. A frequência de aquisição do sistema é de 400 MHz e os resultados apresentados foram obtidos a partir de uma média, em frequência de cinco ensaios para cada caso.

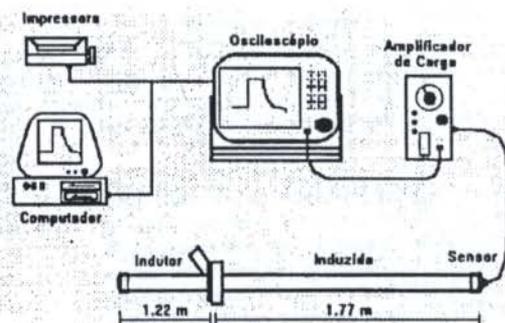


figura 1 - O tubo de choque metrológico TC02

A metodologia aplicada consistiu basicamente em se sobrepor ao choque registrado no fundo do tubo um choque teórico, resultante de simulações numéricas pelos métodos de Mac Cormack, conforme descrito por Vianua (1993).

As diferenças iniciais de pressão utilizadas foram de 1.5, 2 e 3 bar com relações de pressão de 2.68, 3.25 e 4.37 respectivamente.

Os gases utilizados nos ensaios foram o ar, o CO₂, com uma massa específica maior que a do ar e gases resultantes da combustão, compostos de CO₂, H₂O, N₂ e CO. Destes gases o único mais pesado que o ar é o CO₂, que colabora com a mistura em proporções muito pequenas. Os gases resultantes da queima formam então uma mistura mais leve que o ar, resultado numa relação mássica menor que 1 entre os tubos indutor e induzido.

O pós-tratamento do sinal baseou-se na utilização de rotinas de transformação rápida de Fourier, utilizando-se janelas de Hamming adaptadas como pré-condicionadores do sinal.

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Os resultados experimentais obtidos utilizando-se ar no tubo induzido e no tubo indutor, são os apresentados na figura 2, juntamente com o degrau teórico obtido a partir da simulação numérica. A diferença inicial de pressão utilizada foi de 1.5 bar, com uma relação de pressão de 2.68. A relação de massas específicas entre os tubos indutor e induzido neste caso é de 1.

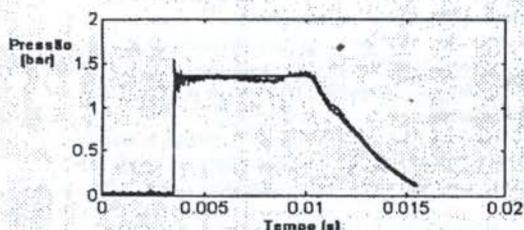


Figura 2 - Sinal experimental vs sinal simulado com Ar x Ar

Observa-se que a duração do degrau é de aproximadamente 6.5 ms. Ao final do degrau pode ser verificada uma pequena elevação da pressão, devido a sobreposição de ondas de pressão refletidas sobre o choque. Apesar de apresentar uma amplitude muito menor, este evento também é apresentado pela simulação numérica.

A figura 3 apresenta as curvas de amplificação e defasagem deste sinal em relação ao choque teórico. Como pode ser observado, dentro de padrões de variação de 7%, os sinais obtidos com ar apresentam um bom comportamento até uma faixa de frequências de aproximadamente 3000 Hz. O mesmo acontecendo com a defasagem do sinal.

Para muitas das aplicações correntes na área de metrologia dinâmica o limite de 3000 Hz não é um fator limitante, contudo para a calibração de sensores ou adaptadores dirigidos ao estudo de fenômenos de alta frequência tais como a detonação em motores de combustão interna, este fator já pode ser relevante.

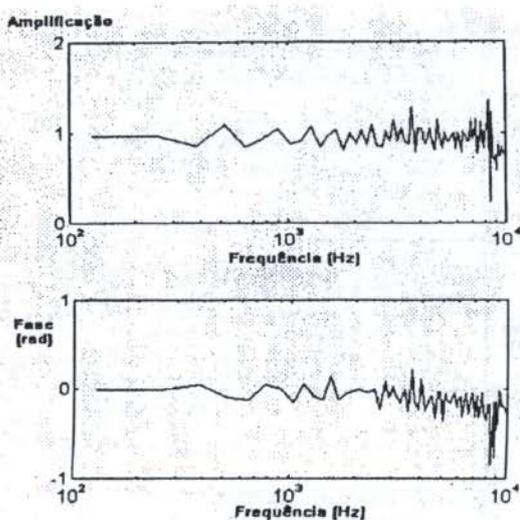


Figura 3 - Fase vs Frequência (Ar x Ar)

Avaliando-se a coerência dos ensaios, verifica-se que houve boa repetibilidade até frequências da ordem de 3500 Hz.

Apesar das limitações em frequência resultantes da utilização de ar nos tubos indutor e induzido, este procedimento é muito usual devido à grande facilidade e baixo custo operacional. Melhorias na faixa de frequência útil podem ser conseguidas com a utilização de sensores de referência e eventuais pré-condicionamentos numéricos do sinal.

Utilizando-se ar no tubo indutor e CO₂ no tubo induzido consegue-se uma diminuição de 33% na relação de massas específicas. Os resultados experimental e numérico obtidos nestas condições são apresentados na figura 4. As curvas de amplificação e defasagem estão apresentadas na figura 5.

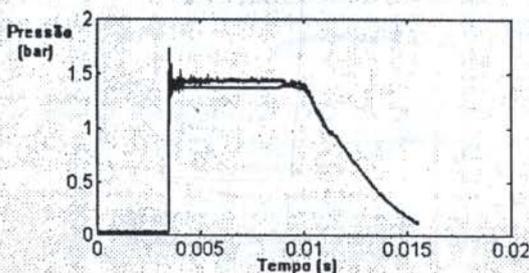


Figura 4 - Sinal experimental vs sinal simulado com Ar x CO₂ para 1.5 bar de diferença inicial.

O ensaio também foi realizado para uma diferença de pressão de 1.5 bar e uma relação de 2.68. Observa-se entretanto que tanto na simulação numérica quanto no próprio sinal experimental o pequeno pulso de pressão que surge no final do degrau é muito menos intenso. Isso reflete diretamente nas características de resposta dinâmica do TC, principalmente para baixas frequências.

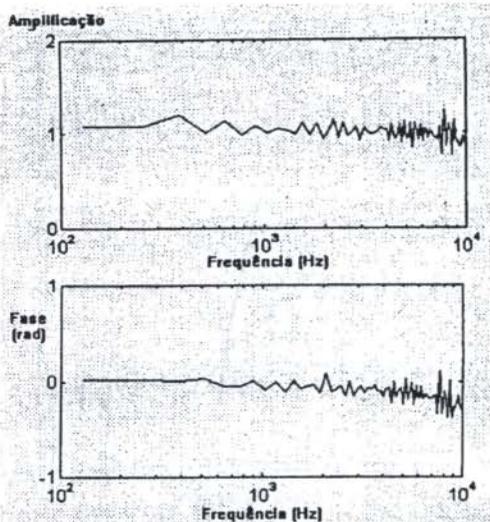


Figura 5 - Fase x Freqüência
Ar x CO2 com 1.5 bar de diferença inicial

Como pode ser verificado na figura 5, o desempenho dinâmico do CO2 apresenta-se bem melhor que o do ar, ampliando sua faixa de utilização para cerca de 7000 Hz. Em termos de defasagem a melhoria é clara, com variações inferiores a 5 % até cerca de 7000 Hz. Estas características podem ser atribuídas ao maior peso específico do CO2, que atribui maior inércia ao gás do tubo induzido.

Ensaio anteriormente realizados com ar em ambos os tubos indicam que um aumento da diferença inicial de pressão tende a aumentar a amplitude do pulso que aparece no fundo do degrau. Dessa forma, foram realizadas também com a combinação ar vs CO2, medições para uma maior diferença inicial de pressão. As figuras 6 e 7 apresentam os resultados numéricos vs experimentais obtidos para uma diferença inicial de pressão de 2 bar e 3 bar, com relações de pressões de 3.25 e 4.37 respectivamente.

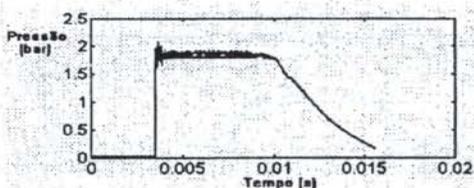


Figura 6 - Sinal experimental vs sinal simulado com Ar x CO2 para 2 bar de diferença inicial.

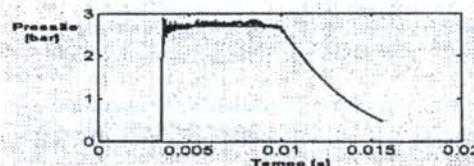


Figura 7 - Sinal experimental vs sinal simulado com Ar x CO2 para 2 bar de diferença inicial.

Observa-se que ainda para 2 bar a combinação ar x CO2 ainda apresenta um sinal experimental muito bem

comportado. Para a diferença inicial de 3 bar já se pode observar perturbações no degrau de pressão. As curvas de amplificação e defasagem para 3 bar estão apresentadas na figura 8.

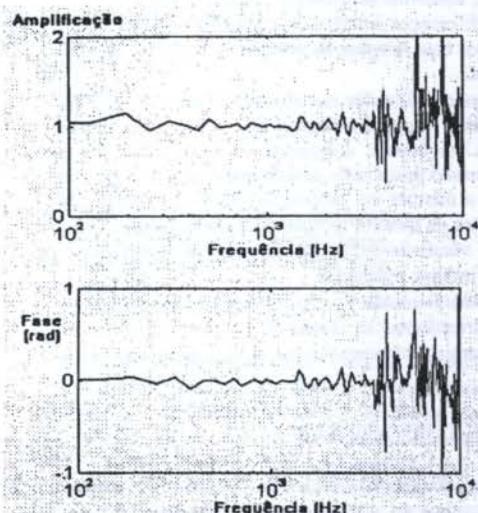


Figura 8 - Fase x Freqüência
Ar x CO2 com 3 bar de diferença inicial

Como pode ser observado na figura 8, a faixa útil de calibração do dispositivo nestas condições caiu para uma frequência da ordem de 4000 Hz, onde as amplificações atingem localmente uma ordem de grandeza de 25 %. Até esta frequência as variações de amplificação e fase não superam os 8%. Cabe observar ainda que, nestas condições as características dinâmicas do dispositivo são melhores que aquelas obtidas para a combinação ar vs ar com a metade de intensidade do degrau.

Nos ensaios realizados com a combinação ar vs gases resultantes da combustão foi mantida a diferença inicial de pressão de 1.5 bar, com uma relação de pressões de 2.68.

A figura 9 apresenta os resultado obtidos experimentalmente vs os resultados numéricos obtidos para a combinação ar x gases queimados para um motor a álcool a 3000 rpm.

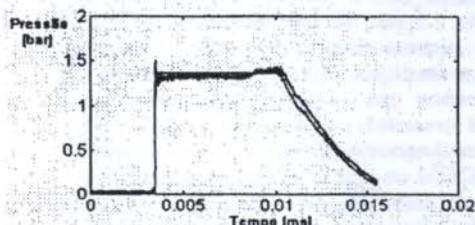


Figura 9 - Sinal experimental vs sinal simulado (Ar x Gases queimados)

Como pode ser observado, a variação de pressão existente no final do degrau é mais intensa que aquela obtida para a combinação ar vs ar nas mesma condições de ensaio. Isso decorre das características dinâmicas do meio em que se propagam as ondas de choque e pressão. Como o meio de propagação é menos denso e conseqüentemente menos

dissipativo, a sobreposição das ondas no final do degrau torna-se mais acentuada.

É possível observar ainda sobre o próprio degrau um nível de vibração maior que o esperado para esta diferença inicial de pressão, o que também pode ser atribuído às características de inércia do gás.

As curvas de amplificação e defasagem da resposta em frequência para esta condição de operação estão apresentadas na figura 10.

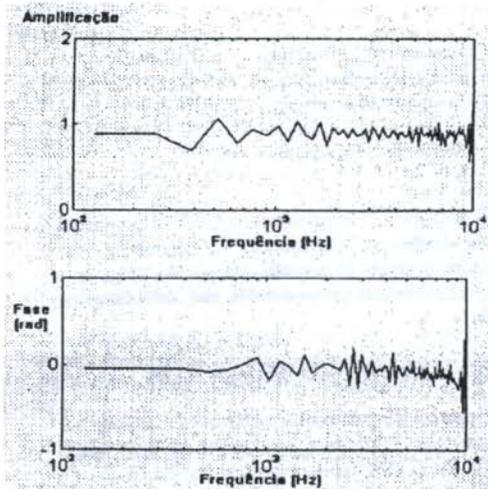


Figura 10 - Fase vs frequência
(Ar x Gases queimados)

Como pode ser observado na figura 10, os resultados obtidos apresentam grandes variações de amplificação em baixas frequências, chegando mesmo a 20% do valor do degrau. Em termos de fase o seu comportamento é bastante satisfatório até cerca de 3000 Hz.

Para maiores frequências os gases queimados apresentam um bom comportamento em termos de amplificação, superando por vezes o do próprio ar. Como pode ser observado na figura 10 na faixa de 2000 até 7000 Hz as variações também são da ordem de 7% do valor do degrau.

CONCLUSÕES

Os estudos apresentados anteriormente mostram os primeiros resultados obtidos no LMD / UnB destinados ao estudo da influência da composição de gases nos procedimentos de calibração dinâmica de sensores de pressão.

A influência destes fatores tanto no comportamento global do choque, quanto no seu comportamento dinâmico são muito importantes para o aprimoramento das técnicas de calibração e para um maior domínio sobre as limitações do procedimento.

Cabe lembrar que por muitas vezes um sensor ou adaptador de pressão calibrado em determinado meio pode por vezes vir a operar em meio diverso, sendo necessário um conhecimento prévio do níveis de influência e erro atribuídos a esta modificação.

Como pode ser observado, uma adequada escolha dos gases utilizados no processo de calibração permite um

controle mais adequado das características do choque gerado, variando sua duração, sua amplitude e por vezes sua estabilidade, ou seja o nível de variação de pressão em torno do degrau imposto ao sensor.

Em geral em termos de resposta em frequência a utilização de baixas relações de massa específico entre os gases dos tubos indutor e induzido são recomendáveis. Para composições mais complexas como os gases resultantes da queima de combustíveis são necessários estudos mais aprofundados e direcionados.

A menos dos custos operacionais e de algumas pequenas modificações na amplitude e na duração do choque gerado, é recomendável a utilização de gases puros em cada um dos tubos, com relações de massa sempre superiores a 1, ou seja, gases mais pesados no tubo induzido que no tubo indutor. Isso melhora as características metrológicas do tubo de choque.

REFERÊNCIAS

- Damion, J.P. - *Moyens d'etalonnage Dynamique des Capteurs de Pression* - Bureau National de Métrologie - 1977
- Daru, V. & Damion, J.P. - *Analysis of the Flow Perturbations in a Shock Tube due to the Curvature of the Diaphragm* - Laboratoire de Métrologie Dynamique, ENSAM / Paris - 1993
- Damion, J.P. *Calibração Dinâmica de Sensores de Pressão e Temperatura* - ENM / UnB - 1994
- Vianna, J.N.S, Tomanik E., Oliveira, A.B.S. e Carvalho, M.A.M. - *Estudo Teórico e Experimental da Flutuação de Anéis em Motores de Combustão Interna* - SIMEA 1995
- Vianna, J.N.S, Damion, J.P. & Carvalho, M.A.M. - *Contribuição ao Estudo da Medição Dinâmica de Pressão no Interior de Cilindros de Motores de Combustão Interna* - II Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade - SAE 1994
- Spadaccini, L.J. & Colket, M.B. - *Ignition Delay Characteristics of Methane Fuels* - United Technologies Research Center, East Hartford, CT, U.S.A. - 1994.
- Vianna, J.N.S. & Carvalho, M.A.M - *Estudo Teórico e Experimental da Propagação de Ondas em Tubos Fechados* - XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - 1993.

SUMMARY

In this work, the influence of utilizing gases or gas compounds on the characteristics of the pressure step generated in the interior of metrological shock tubes is presented and analyzed. An approach in terms of amplification and phasing in time and frequency domains regarding the aspects and applications of each compound is used.

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DAS LINHAS PNEUMÁTICAS NA MEDIÇÃO DINÂMICA DE PRESSÃO NO INTERIOR DE CILINDROS DE MOTORES DE COMBUSTÃO INTERNA

João Nildo de S. Vianna, Marco A. M. de Carvalho
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade de Brasília - Campus Universitário
70910-900 Brasília -DF - Brasil

SUMÁRIO

Neste trabalho são apresentados resultados experimentais de ensaios realizados com diversos adaptadores e sensores de pressão normalmente usados para medida de pressão dinâmica no interior de cilindros de motores de combustão interna. Utilizando-se o tubo de choque e sensores de referência, foram levantadas e discutidas as influências dinâmicas da linha pneumática utilizada na instalação de sensores de pressão em regiões de difícil acesso no motor.

INTRODUÇÃO

A medida de pressão dinâmica é um dos meios mais eficientes para se avaliar os processos transientes que ocorrem no interior dos cilindros de motores de combustão interna. Estas medições permitem, tanto a simples análise termodinâmica do ciclo indicado quanto a avaliação de fenômenos mais complexos tais como os níveis e frequências de detonação.

As maiores dificuldades encontradas na determinação dinâmica destas pressões estão relacionadas com a operacionalização dos métodos de medição. Apesar de atualmente já existirem sensores capazes de resistir às severas condições de operação dos motores, verifica-se usualmente a influência conjunta de três importantes fatores que dificultam o procedimento das medições.

O primeiro deles é a influência direta das altas temperaturas a que o sensor é submetido. Este fator, além do risco de dano ao sensor, pode comprometer sua linearidade e a confiabilidade dos resultados experimentais.

Um segundo fator de importância, observado por Carvalho e Vianna (1995), é o meio de operação destes adaptadores, que induz um comportamento dinâmico diferente da resposta.

Um terceiro fator de dificuldade são as limitações geométricas do cabeçote do motor. O pouco espaço disponível dificulta a instalação de um sensor de pressão por um orifício independente. Usualmente este problema é resolvido com a utilização de adaptadores de sensores que, nos motores do ciclo Otto, são instalados na vela de ignição. Nos motores do ciclo Diesel, o sensor é instalado no próprio cabeçote, através de orifícios abertos especificamente para este fim.

Os adaptadores são elementos de ligação entre o sensor e o interior do cilindro gerando uma linha ou volume pneumático, que acabam por interferir no pulso de pressão que efetivamente excita o sensor. Esta interferência se acentua nas altas rotações, mascarando as medições e dificultando a identificação de importantes fenômenos da combustão.

Como a influência das dimensões dos adaptadores, da composição dos gases e da temperatura ocorrem conjuntamente, este trabalho busca através de ensaios em tubos de choque, apresentar alguns dos efeitos causados essencialmente pelas características geométricas do adaptador, eliminando-se assim os efeitos da temperatura e

composição dos gases. É apresentado um estudo preliminar dos efeitos dinâmicos decorrentes da geometria dos adaptadores dos sensores de pressão, fornecendo meios para um maior aprofundamento nestes estudos, nas bases de tempo e frequência.

APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

O aparato experimental utilizado foi o Tubo de Choque Metroológico TC02, para a calibração em altas faixas de frequência e o Dispositivo de Abertura Rápida DAR, do LMD / ENM para a calibração em baixas frequências. O DAR foi utilizado para o levantamento das curvas de amplificação e defasagem dos adaptadores na faixa de 10 a 100 Hz, enquanto o tubo de choque permitiu o levantamento das curvas na faixa de 100 a 10000 Hz.

Os adaptadores estudados foram ensaiados em condições ideais de funcionamento, utilizando-se o ar como meio de operação. Esta metodologia, tem a vantagem de permitir avaliar unicamente a influência das linhas e volumes pneumáticos sobre a medição de pressão.

Um sensor de pressão piezoelétrico da Kistler, montado no adaptador em teste é instalado no fundo do tubo, onde será submetido ao degrau de pressão gerado pelo dispositivo. As características dinâmicas dos adaptadores é então avaliada no domínio do tempo e da frequência, utilizando-se como referência um outro sensor instalado no fundo do tubo e submetido diretamente ao degrau de pressão.

Tipo de de Adaptadores Estudados - Foram estudados dois diferentes tipos de adaptadores, ambos com linha ou volume pneumático, como mostra a figura 1.

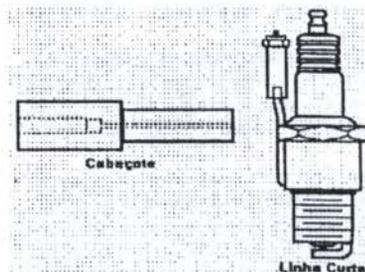


Figura 1 - Tipos de Adaptadores Estudados.

Os adaptadores do tipo vela de ignição são muito utilizados nas medições de pressão em motores do ciclo Otto devido a sua grande facilidade de instalação e operação. A montagem da linha pneumática na própria vela de ignição permite que os ensaios sejam realizados sem nenhum dano ou modificação do motor e que o sensor trabalhe sem a necessidade de refrigeração. O comprimento da linha pneumática está diretamente relacionado com a maior ou menor resistência do sensor aos gradientes locais de temperatura. São estudados dois comprimentos de linhas pneumáticas.

O adaptador do tipo cabeçote é na verdade uma réplica da geometria interna do canal de instalação de um sensor de pressão no cabeçote de um motor Diesel. Este tipo de adaptador pode ser utilizado também como referência nas medidas de pressão obtidas pelo adaptador tipo vela de ignição. A resposta dinâmica deste tipo de adaptador é análoga àquela obtida pelo sensor montado no cabeçote do motor.

RESULTADOS OBTIDOS

Adaptadores de Cabeçote. As figuras de 2 e 3 apresentam as curvas no domínio do tempo dos sensores de referência e de medição, obtidas respectivamente no DAR e no TC02.

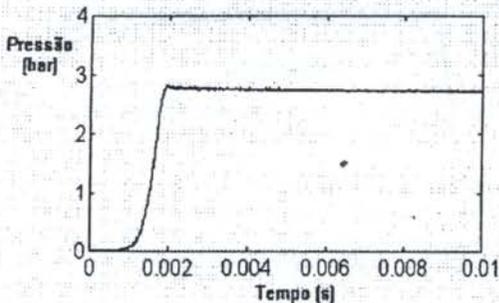


Figura 2 - Adaptador tipo Cabeçote no DAR.

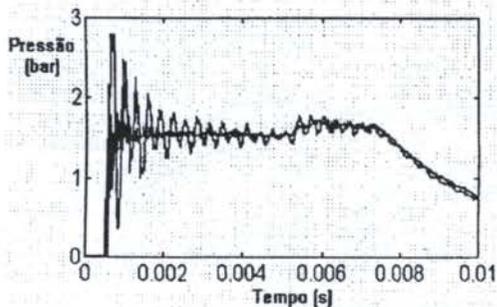


Figura 3 - Adaptador tipo Cabeçote no TC02

Verifica-se que no dispositivo de abertura rápida, os sinais medido e de referência são coincidentes, uma vez que para este nível de frequência o adaptador praticamente não modifica o sinal que chega ao sensor. Para os ensaios realizados no tubo de choque entretanto, observa-se que o

sinal recebido pelo sensor montado no adaptador apresenta flutuações de grande amplitude em torno do degrau de referência. A frequência destas flutuações é de frequência bem inferior àquelas atribuídas às características dinâmicas do próprio sensor, e seu decaimento logarítmico descreve os níveis de amortecimento característicos do adaptador.

A figura 4 apresenta as curvas de amplificação e defasagem características do adaptador.

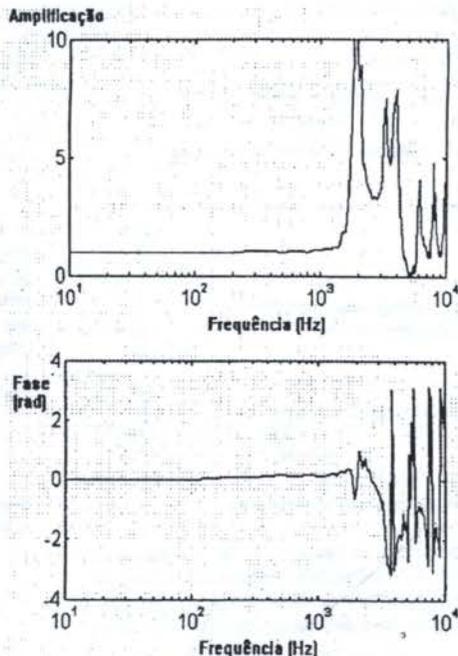


Figura 4 - Amplificação e Defasagem do adaptador tipo cabeçote.

Verifica-se na figura 4 que as características geométricas do adaptador tipo cabeçote permitem a medição dinâmica de eventos com frequência de até 1500 Hz. A faixa de frequência entre 1500 e 4500 Hz é praticamente inútil, entretanto sinais obtidos acima de 4500 Hz já podem ser utilizados mediante o uso de filtros passa-baixa e passa-alta localizados para os picos de amplificação.

O comportamento do adaptador em termos de defasagem não é diferente, sendo sua faixa útil ainda bastante restrita a frequências da ordem de 3500 Hz.

Este tipo de adaptador, apesar de permitir a obtenção de sinais com frequência superior a 1500 Hz, tais como os de detonação no interior do cilindro, certamente o fará com níveis de amplificação ou amortecimento não desconsideráveis.

Vela de Ignição com linha curta

As figuras 5 e 6 apresentam os resultados obtidos no DAR e no TC02 utilizando-se a vela de ignição com linha pneumática curta. Como nos casos anteriores os sinais obtidos com o DAR são bastante semelhantes.

Entretanto na figura 6, relativa aos ensaios realizados no tubo de choque nota-se um retardo inicial entre o sensor de medição e o sensor de referência. Este atraso é da ordem de 0.35 ms e deve-se ao efeito do comprimento da linha pneumática. Ainda nesta figura fica claramente visível o

nível de amortecimento do sinal quando se utiliza este tipo de adaptador.

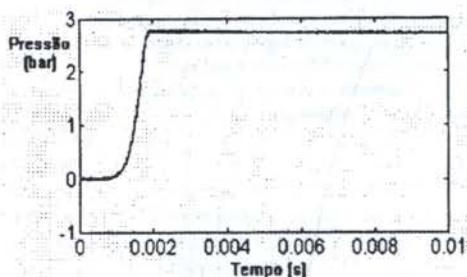


Figura 5 - Adaptador tipo vela curta - DAR

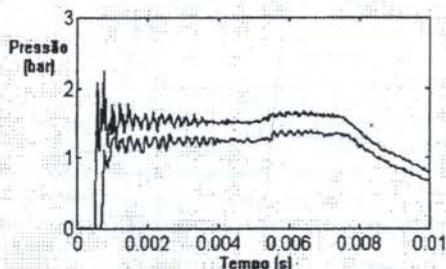


Figura 6 - Adaptador tipo vela curta - TC02

Observa-se ainda na figura 6 que algumas faixas de frequência presentes no sinal medido, permanecem idênticas àsquelas presentes no sinal de referência. A figura 7 apresenta as curvas de amplificação e defasagem características deste tipo de adaptador.

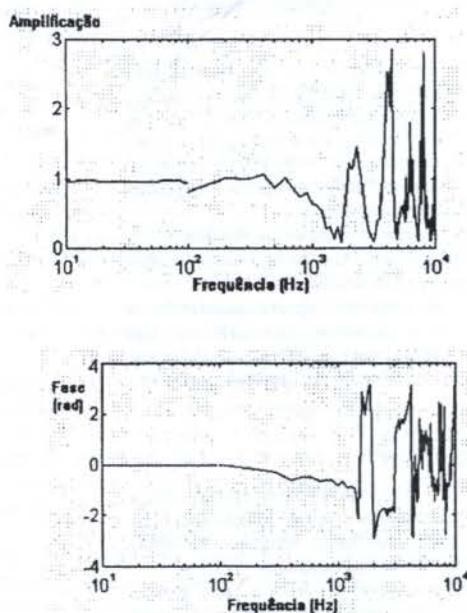


Figura 7 - Amplificação e Defasagem do adaptador tipo vela de ignição com linha curta

A descontinuidade presente na curva de amplificação deve-se a uma diferença de resultados obtidos pelo DAR e pelo TC02. As características metrológicas destes dispositivos em condições limites de operação podem gerar esta discordância.

Os níveis de amplificação nas frequências superiores a 1500 Hz é ainda bastante alto, tornando o adaptador impróprio para operar nestas condições.

As variações de fase neste tipo de adaptador também são bastante fortes, oscilando de cerca de -3 rad a 3 rad a partir de 1500 Hz. É possível observar entretanto que mesmo para frequências mais baixas a partir de 100 Hz o sinal vem progressivamente sendo defasado.

Vela de Ignição com linha longa

As figuras 8 e 9 mostram os ensaios realizados com a vela de ignição de linha longa no DAR e no TC02, respectivamente. Ainda no DAR as diferenças entre os sinais são sutis, contudo já é notório o amortecimento provocado pelo adaptador frequências maiores. Na figura 9 observa-se que o retardo inicial da vela longa é bem mais acentuado, chegando a 0.55 ms em relação ao sensor de referência.

Observa-se que mesmo os sinais de frequência mais alta são fortemente atenuados por este tipo de adaptador.

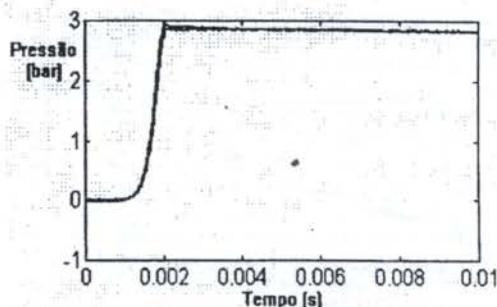


Figura 8 - Adaptador tipo vela longa - DAR

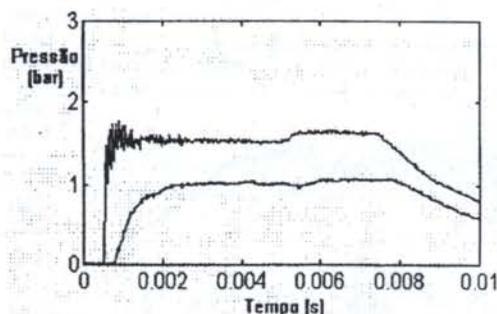


Figura 9 - Adaptador tipo vela longa - TC02

A figura 10 apresenta as curvas de amplificação e defasagem características deste adaptador.

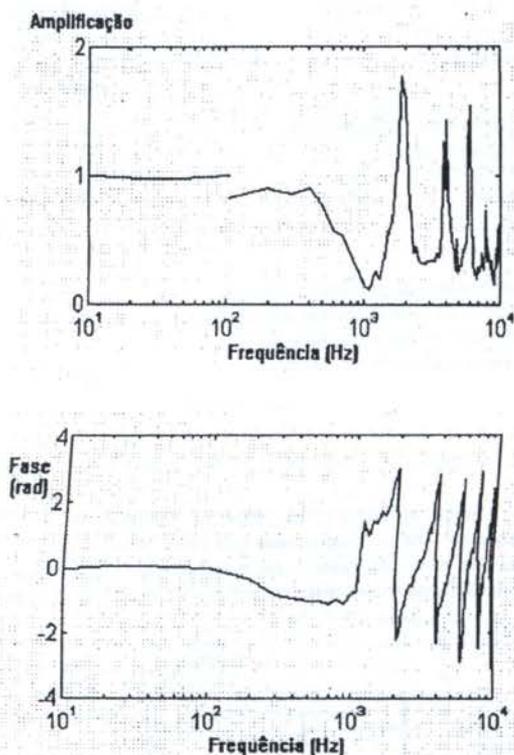


Figura 10 - Amplificação e Defasagem do adaptador tipo vela de ignição com linha longa

Na curva de amplificação, mais uma vez fica clara a descontinuidade entre as curvas obtidas nos dois dispositivos. Isso permite concluir que o TC02 não opera de forma eficiente para calibrar este tipo de adaptador em baixas frequências.

Os níveis de amplificação e defasagem para frequências inferiores a 100 Hz é ainda baixo, contudo a partir deste limite os níveis de amortecimento são muito altos, como pode ser observado na curva de amplificação. Observa-se que a menos de alguns picos em determinadas frequências, o fator de amplificação é sempre inferior a 0,8, chegando a valores muito baixos em cerca de 1000 Hz. Estas características descrevem os altos níveis de dissipação dos pulsos de pressão de alta frequência transferidos por este tipo de adaptador.

As variações de fase descrevem com clareza, neste caso, as frequências naturais do adaptador que, como esperado, coincidem com os picos de amplificação.

CONCLUSÕES

A aplicação das teorias clássicas de cavidades, sugeridas por Aken (1977) aparentemente mostra-se aplicável para a determinação quantitativa dos efeitos de retardo e amplificação ou degradação gerados pelos diversos tipos de adaptadores.

Apesar de apresentar grandes níveis de amplificação para altas frequências, o adaptador tipo cabeçote é ainda o que melhor descre os eventos no interior do cilindro.

A vela de ignição com linha curta é um dispositivo de adaptação pouco eficiente para a medição de eventos relativamente rápidos no interior do cilindro.

O adaptador de vela de ignição com linha longa possui características dinâmicas ainda piores que o adaptador com linha pneumática curta.

Preliminarmente pode-se concluir também que a identificação da frequência e amplitude do sinal de detonação, que ocorre entre 5 e 20 KHz não serão registradas pelo sensor instalado no adaptador de vela de ignição, uma vez que sua faixa de operação esta limitada a frequências mais baixas.

REFERÊNCIAS

- Van Aken - *Adapter Errors In Indicator Diagrams of Combustion Engines* - IME - Inst. of Mechanical Engineering - 1977
- Brow, W I. - *Methods for Evaluation Requirements and Errors in Cylinder Pressure Measurements* - SAE, paper 670.008
- Damion, J.P. - *Moyens d'étalonnage Dynamique des Capteurs de Pression* - Bulletin d'information du Bureau National de Métrologie-1977.
- Vianna, J.N.S, Tomanik E., Oliveira, A.B.S. e Carvalho, M.A.M. - *Estudo Teórico e Experimental da Flutuação de Anéis em Motores de Combustão Interna* - SIMEA 1995
- Vianna, J.N.S, Damion, J.P. & Carvalho, M.A.M. - *Contribuição ao Estudo da Medição Dinâmica de Pressão no Interior de Cilindros de Motores de Combustão Interna* - II Congresso e Exposição Internacionais de Tecnologia da Mobilidade - SAE 1994
- Carvalho, M.A.M. & Vianna, J.N.S. - *Estudo da Influência da Composição de Gases na Formação e Reflexão de ondas no interior de um Tubo de Choque* - XIII COBEM, 1995.
- Vianna, J.N.S. & Carvalho, M.A.M - *Estudo Teórico e Experimental da Propagação de Ondas em Tubos Fechados* - XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - 1993.

SUMMARY

The results of various experiments involving different adapters and pressure transducers usually applied in measurements of dynamic pressure inside internal combustion engine cylinders are presented in this work. The dynamic effects of the pneumatic lines normally used for installation of the pressure transducers in hardly accessible areas of the engine were determined and discussed, by using a shock tube and reference transducers.

ESTUDO DA INFLUÊNCIA DAS MEMBRANAS DE SEPARAÇÃO NOS PROCESSOS AERO-TERMODINÂMICOS DESENVOLVIDOS NO INTERIOR DE UM TUBO DE CHOQUE

Marco A. M. de Carvalho, João Nildo de S. Vianna, Luiz A. R. Nerosky
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade de Brasília - Campus Universitário
70910-900 Brasília - DF - Brasil

SUMÁRIO

Neste trabalho são apresentadas e discutidas as influências de utilização de diferentes tipos de membranas nas características do degrau de pressão gerado em um tubo de choque metrológico. Os resultados mostram os baixos níveis de influência atribuídos ao modo de ruptura e os altos níveis de influência do material da membrana.

INTRODUÇÃO

O método mais usual de calibração dinâmica de sensores de pressão ou temperatura consiste na determinação experimental de sua resposta em frequência para um domínio previsto de operação.

Nos dispositivos de alta frequência as dificuldades experimentais tornam-se críticas devido a necessidade de geração de um sinal de pressão muito rápido e de características muito bem definidas. Neste campo, o dispositivo de melhor desempenho utilizado atualmente é o tubo de choque.

Em condições ideais o degrau de pressão imposto ao sensor durante a calibração deve ser absolutamente puro, sem qualquer ruído. Isso garante que as flutuações do sinal de saída são decorrentes unicamente das características dinâmicas do sensor em teste.

Segundo Daru & Damion (1993) os ruídos sobrepostos a um degrau de pressão gerado pelo tubo de choque são muito importantes e em geral não podem ser desconsiderados. Ainda segundo os autores, estudos experimentais e numéricos tem indicado que os ruídos sobrepostos ao degrau gerado pelo tubo de choque são de natureza pneumática e estão usualmente relacionados com o modo de operação do dispositivo e a curvatura da membrana instantes antes de sua ruptura.

A diferença inicial de pressão entre os tubos indutor e induzido deformam a membrana de forma significativa. Esta deformação usualmente ocorre acima de seus limites elásticos e impõe deformações da ordem de um quarto do diâmetro do tubo. A forma e dimensões da deformação da membrana estão diretamente relacionados com o material de que são feitas e com o diâmetro do tubo.

Neste trabalho são apresentados estudos preliminares de diferentes materiais e formas de ruptura para as membranas de separação do tubo de choque.

APARATO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA

Os ensaios foram realizados em duas etapas distintas.

A primeira etapa destinou-se a verificação dos níveis de influência do modo de perfuração da membrana no degrau de pressão gerado no fundo do tubo de choque TC02. O sistema de aquisição utilizado foi um analisador de sinais

da HP com frequência de aquisição de 400 MHz e interface HPIB.

Foram utilizados dois tipos de dispositivos de perfuração do tubo de choque para que fosse possível uma variação do ponto de ruptura da membrana. A figura 1 apresenta de forma esquemática os dois modos de perfuração.

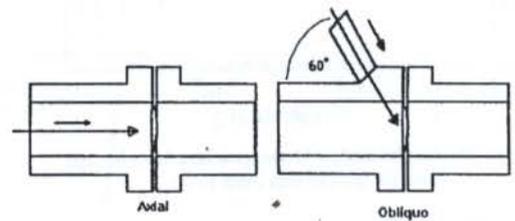


Figura 1 - Modos de ruptura da membrana

Cada um dos sinais foi avaliado em relação a um sinal de referência obtido a partir de uma simulação numérica baseada no método de Mac Cormack. O sinal de referência é o mesmo para os dois casos, uma vez que o programa simula apenas uma condição de ruptura ideal para a membrana.

A segunda fase de ensaios teve por objetivo a avaliação do comportamento mecânico das membranas quando solicitadas acima de seu limite elástico e quais as consequências destes níveis de deformação no degrau de pressão gerado no fundo do tubo.

Estes estudos foram realizados também em duas partes. A primeira foi realizada fora do tubo de choque, utilizando-se um dispositivo de deformação, montado numa mesa de coordenadas. O dispositivo permite a avaliação temporal dos níveis de deformação da membrana para três diferentes diâmetros de tubos. Neste trabalho são apresentados somente os resultados obtidos para um tubo de 50 mm de diâmetro. O deslocamento da superfície da membrana foi continuamente medido em uma malha de 21 pontos.

Com o ajuste no tempo das curvas de fluência de cada ponto, foi possível a determinação da forma da superfície da membrana em cada instante.

A segunda parte dos ensaios de avaliação das membranas foi realizada no tubo de choque.

RESULTADOS OBTIDOS

Os resultados obtidos são apresentados e avaliados separadamente para cada uma das fases do trabalho.

Influência do Modo de Ruptura. Os ensaios com os diferentes tipos de penetrador estão apresentados nas figuras 2 e 3. Na figura 2 tem-se na base de tempo os sinais experimental e de referência, utilizando-se ar nos tubos indutor e induzido, com uma membrana de celofane comercial. A diferença inicial de pressões é de 1.5 bar, para uma relação de pressões de 2.68 e o tipo de penetrador utilizado foi o axial.

Verifica-se que há uma grande concordância entre os resultados numérico e experimental.

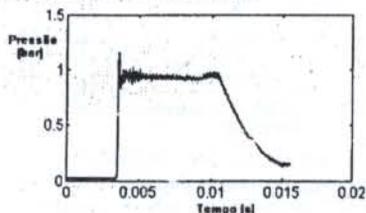


Figura 2 - Modo de ruptura axial

A figura 3 apresenta os resultados obtidos de um ensaio realizado nas mesmas condições, utilizando-se o modo de ruptura oblíqua da membrana. Verifica-se que os resultados são muito semelhantes e mais uma vez concordam com os previstos pela simulação numérica.

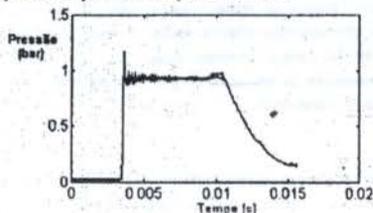


Figura 3 - Modo de ruptura oblíquo

Os gráficos de amplificação e defasagem da resposta em frequência do sinal obtido pelo modo de ruptura horizontal estão apresentados na figura 4.

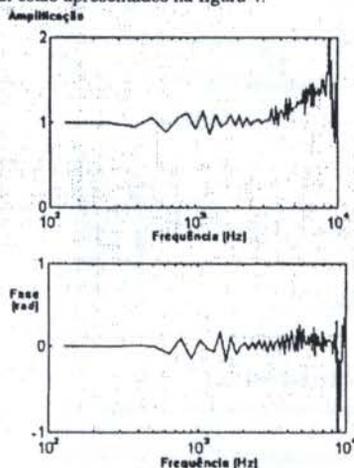


Figura 4 - Amplificação e defasagem do modo de ruptura axial

Verifica-se que até frequências da ordem de 3500 Hz, os níveis de amplificação são bastante pequenos, sempre inferiores a 7%. Em torno de 1000 Hz é possível notar uma maior variação dos níveis de amplificação e defasagem, que não superam os 10% de variação.

Os níveis de defasagem do sinal são igualmente baixos, mantendo-se inferiores a 0.1 rad até frequências da ordem de 9000 Hz.

Para o modo de ruptura oblíquo, as curvas de amplificação e defasagem estão apresentadas na figura 5.

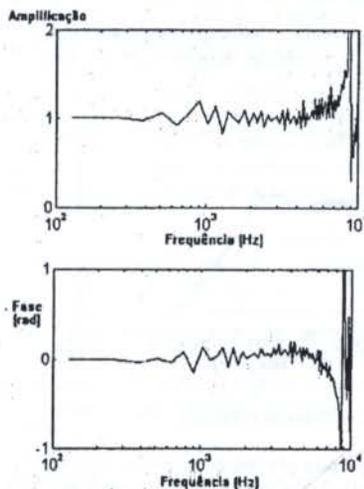


Figura 5 - Amplificação e defasagem do modo de ruptura oblíquo

Verifica-se que até aproximadamente a mesma faixa de frequência, ou seja, 3500 Hz os níveis de amplificação e defasagem são relativamente baixos, também inferiores a 7%. As diferenças características deste tipo de ruptura da membrana ficam claras a partir de 3500 Hz, quando podem ser observadas uma amplificação e defasagem progressivamente crescentes. Outra característica importante ocorre em torno de 1000 Hz, onde se pode observar níveis de amplificação e defasagem um pouco mais acentuado, chegando a casa dos 12%.

Deformação das Membranas. Na primeira etapa do estudo das membranas, seu comportamento mecânico foi avaliado ao longo do tempo em função do escoamento plástico, devido a solicitação de uma carga seguidora constante. Foram ensaiados diversos materiais, tais como o teflon, o PVC, o polietileno e diferentes tipos de acetato de celulose.

Quando pressurizada, a membrana usualmente assume a forma de uma calota esférica simétrica e bem comportada. Observa-se entretanto que para a maioria dos casos, o escoamento progressivo da membrana altera a forma de sua superfície para um parabolóide.

Em relação ao comportamento dos materiais ensaiados no dispositivo de deformação verificou-se que o acetato de celulose, é em geral o material mais bem comportado, conciliando níveis de deformação aceitáveis com uma ruptura adequada. Para a grande maioria dos materiais foram observadas variações de cota de até 1% após 30 minutos de solicitação prescrita.

Nos ensaios realizados no tubo de choque foram utilizadas somente membranas de acetato de celulose. Os resultados apresentados para cada caso são resultado de uma média de 5 ensaios.

Os resultados apresentados referem-se às membranas de celofane dos tipos 300, 500 e 600. Esta classificação está diretamente relacionada com a espessura da membrana.

O tipo de ruptura utilizado foi o com penetrador oblíquo. Analogamente ao que foi feito para a avaliação do modo de ruptura, utilizou-se como sinal de referência os resultados de uma simulação numérica obtida pelo método de Mac Cormack.

A figura 6 apresenta o sinal experimental e o sinal simulado obtido para a membrana de acetato de celulose número 300.

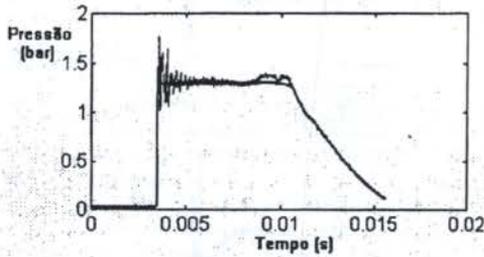


Figura 6 - Membrana de celofane n. 300

Observa-se que para este tipo de membrana, o pulso de pressão presente no final do choque é um pouco maior que o previsto pela simulação numérica.

As curvas de amplificação e fase obtidas para este tipo de material estão presentes na figura 7.

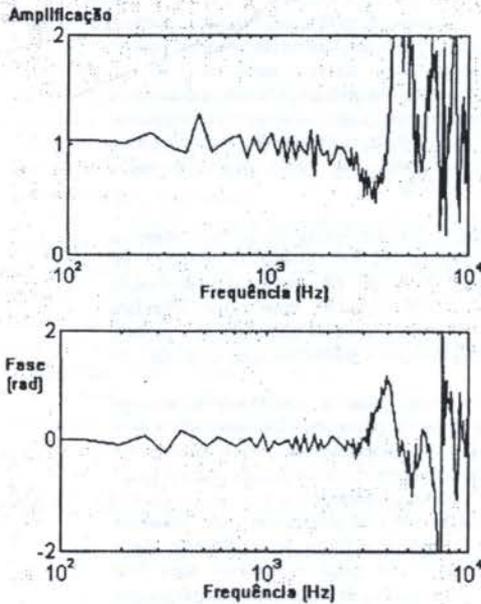


Figura 7 - Amplificação e fase para o celofane 300.

Observa-se claramente como a resposta em frequência característica do dispositivo utilizando-se este tipo de membrana possui baixos níveis de amplificação até cerca de 3000 Hz. A partir deste ponto, os resultados diferem daqueles obtidos pelo celofane comercial.

Os resultados obtidos com a membrana tipo 500 estão apresentados, na base de tempo, na figura 8. Foram mantidos os níveis de pressão iniciais.

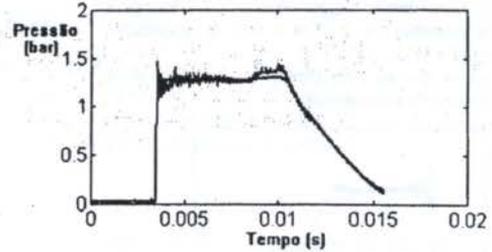


Figura 8 - Membrana de celofane n. 500.

Em relação à membrana de celofane 300, apresentada na figura 6 verifica-se que este tipo de material gera menores níveis de flutuação nas altas frequências.

Em relação à membrana de celofane comercial, estes níveis são mantidos, caracterizando um comportamento muito parecido nestas frequências.

Para o pulso de pressão presente no final do degrau as diferenças relativas entre os sinais experimental e numérico são menores que aquelas obtidas para o celofane 300 e maiores que as obtidas para o celofane comercial.

A figura 9 apresenta os gráficos de amplificação e defasagem obtidos para este material.

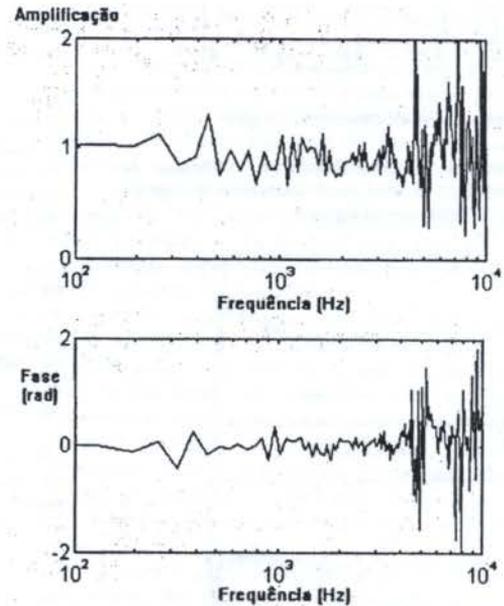


Figura 9 - Amplificação e fase para o celofane 300.

Para este tipo de material, verifica-se que a menos do pico de amplificação observado em torno dos 450 Hz, a faixa útil de aplicação do dispositivo aumenta de cerca de

3000 Hz para 5000 Hz, onde ocorrem os novos picos de amplificação e defasagem.

Os resultados experimentais e numéricos obtidos para a membrana de celofane 600 estão apresentados, na base de tempo, na figura 10.

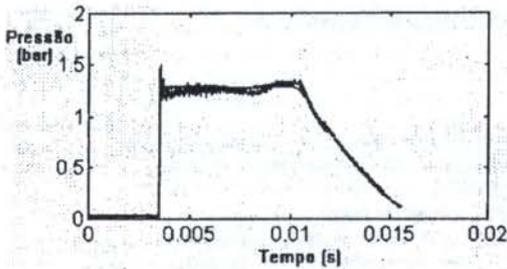


Figura 10 - Membrana de Celofane n. 600.

A membrana 600 é visivelmente mais espessa que as demais, e como pode ser observado na figura 10 comporta-se de forma bastante similar àquela prevista pela simulação numérica.

A diferença entre os níveis de pressão observados no final do degrau é bastante menor que as diferenças observadas para os demais materiais.

As curvas de amplificação e defasagem relativas a este material estão apresentadas nas figuras 11 e 12.

Para a membrana de celofane 600 observa-se um menor nível de amplificação na frequência de 450 Hz, o que está relacionado com a melhor concordância entre os pulsos de pressão numérico e experimental observados no final do degrau. Também para as altas frequências as características do dispositivo mantêm-se boas, com uma faixa útil indo até cerca de 3500 Hz.

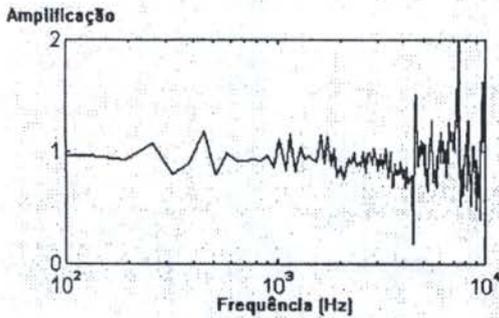


Figura 11 - Defasagem para celofane n. 600.

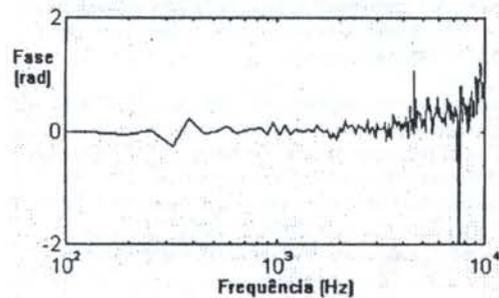


Figura 12 - Defasagem para celofane n. 600.

CONCLUSÕES

A utilização do modo oblíquo de ruptura é operacionalmente mais simples e por muitas vezes torna menos complexos os aspectos construtivos do tubo. Este tipo de montagem evita a intrusão do penetrador no tubo indutor, e permite a avaliação dos eventos que ocorrem neste tubo. Como pode ser observado dos gráficos anteriores, estas vantagens compensam as pequenas variações encontradas nas características dinâmicas do dispositivo.

Uma explicação teórica para a pouca influência do modo de ruptura da membrana pode ser encontrada em sua velocidade de ruptura. Alguns ensaios realizados no próprio LMD / ENM permitiram concluir que o tempo de ruptura é inferior a 25 μ s e Daru & Damion (1993) mediram em 28 μ s o tempo de ruptura de uma membrana de 200 mm de diâmetro. Admitindo-se que o tempo necessário para a formação da onda de choque é da ordem de 1 ms, sabe-se que seja qual for a forma de ruptura da membrana, há uma grande chance de esta já estar completamente rompida antes mesmo da formação do choque.

Em relação às membranas utilizadas, observa-se que o aumento da rigidez do material em geral proporciona um choque mais estável no fundo do tubo. É importante observar que associada às características de rigidez da membrana é necessária uma boa condição de ruptura.

Dentre os materiais ensaiados, independentemente do modo de perfuração, as membranas de acetato foram as que apresentaram melhores condições de ruptura, com grande simetria e baixa fragmentação.

REFERÊNCIAS

- Damion, J.P. - *Moyens d'etalonnage Dynamique des Capteurs de Pression* - Bureau National de Métrologie - 1977
- Daru, V. & Damion, J.P. - *Analysis of the Flow Perturbations in a Shock Tube due to the Curvature of the Diaphragm* - Laboratoire de Métrologie Dynamique, ENSAM / Paris - 1993
- Damion, J.P. *Calibração Dinâmica de Sensores de Pressão e Temperatura* - ENM / UnB - 1994
- Vianna, J.N.S & Carvalho, M.A.M. - SAE 94

SUMMARY

The effects of utilizing different types of membranes on the characteristics of the pressure step generated in the interior of a metrological shock tube are discussed in the present work. The results show that the characteristics of the membrane rupture have a low level of influence, while the materials the membranes are made of have a high level of influence.

FLOW FIELD INSIDE A CENTRIFUGAL BLOOD PUMP USING A LASER DOPPLER VELOCIMETRY.

Marcos Pinotti - Departamento de Energia - FEM, UNICAMP, Campinas SP, Brazil

Nicola Paone and Enrico P. Tomasini - Dipartimento di Meccanica, Università di Ancona, Ancona, Italy

SUMMARY

This paper describes the use of Laser Doppler Velocimeter as a tool for flow mapping in a blood pump. An in vitro test bench was assembled with special characteristics for optical measurements of flow velocity. Due to the complex geometry, refractive index matching (RIM) was employed to perform the measurements. RIM has been obtained by assembling a Plexiglas box around the pump, both filled with a special fluid. Refractive index of the fluid and the Plexiglas matches perfectly in order to obtain a prismatic box optically homogeneous. Recirculating and Entry flows were observed in the pump, disclosing regions of high potential to cause blood cell damage.

INTRODUCTION

A very useful feature resulting from the use of computational fluid dynamics (CFD) is providing information of the flow in a specific device, even if it does not exist. Due to the complexity of ventricular assist devices, successful attempts of CFD have been overshadowed by the lack of experimental confrontation and an overall understanding of the investigated device. Therefore, an experimental investigation of inner fluid dynamics of such devices is convenient. Additionally, it is necessary to employ non invasive measurement technique due to the complexity of the flow and to the very small dimensions of the pump. It has been demonstrated that Laser Doppler velocimetry (Durst et al, 1976) is suitable for such task. Velocity measurements in ventricular assist devices (VAD) pose severe problems of optical access and spatial resolution due to their small dimensions and complex geometry..

MATERIALS AND METHODS

The Pump. The device studied is commonly used in ventricular assistance and in cardiopulmonary bypass procedures. The pump is formed by three concentric cones assembled on a magnetic rotor. The magnet at the base of the cones and the console magnet are assembled in order to provide a magnetic field sufficiently strong to allow non-contact coupling between them. When the console turns the magnets, the cones spin. Energy is imparted to the fluid in two forms, potential energy (pressure), and kinetic energy (flow). At the pump's suction inlet, the low pressure caused by centrifugal effects induces the blood flow into the pump's rotating channels. Then, the momentum imparted by the rotating surfaces is transmitted to the blood by the fluid-surface interaction due to viscous drag. The pumping action occurs due to the centrifugal force induced by the rotational speed of the fluid, and the magnitude of the positive pressure gradient depends on the magnitude of the through flow and rotational speed of the cones. Finally, at the end of the rotating channels, the fluid is led to the exit tube by a channel formed in the space between pump's housing and cones rims.

The experimental system and the measurement technique. A typical in vitro test bench was assembled in order to reproduce flow resistance of an extracorporeal

circulation system. Figure 1 depicts schematically the test circuit, which operates at steady state.

Flow rate is monitored by a turbine flow meter which is installed downstream the pump exit. Pressure losses of extracorporeal membrane oxygenator (ECMO) circuit can be simulated by a variable flow resistor. Pump rotating speed can be varied by controlling the excitation voltage of the brushless DC motor in the console and it is measured by an optical proximity sensor installed on the DC motor shaft. Pressure rise across the pump is monitored by a U-tube differential manometer.

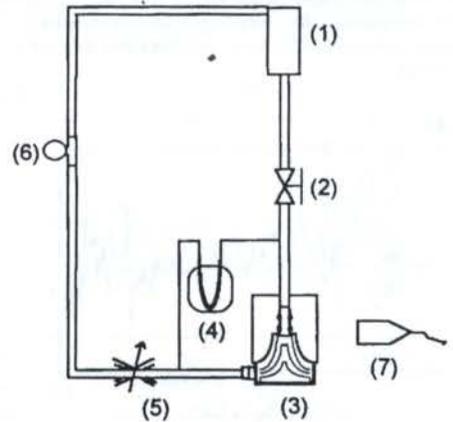


Fig.1 - The test circuit. (1) cylindrical air-tight tank, (2) control valve, (3) centrifugal pump, (4) U-tube differential manometer, (5) variable flow resistor, (6) turbine type flow meter, (7) LDV fiber optical probe.

Pump's geometry imposes the application of RIM technique to access, with the LDV measurement volume, the inner regions of the pump. In fact, the wall double curvature and the difference between refractive index of air, Plexiglas and the working fluid would produce fringe distortion, affect probe volume location or even impair its formation inside the pump. For these reasons the working fluid was prepared in order to have the same refractive index of the pump's constructive material (Plexiglas).

When proper refractive index matching between working fluid and device is obtained, it is also necessary to eliminate all curved boundaries between regions of different refractive index. In fact refraction at the curved external walls of the pump distorts significantly the measurement volume dimension, orientation and fringe pattern itself. The elimination of curved boundary between regions of different refractive index (air and Plexiglas) is possible by means of a prismatic box filled with the working fluid assembled externally to the pump's housing. This procedure also allows the utilization of a Cartesian-based system of reference and eliminates distortions of the measurement volume. Figure 2 shows the prismatic transparent box installed around the pump and the relative position of the Cartesian reference frame.

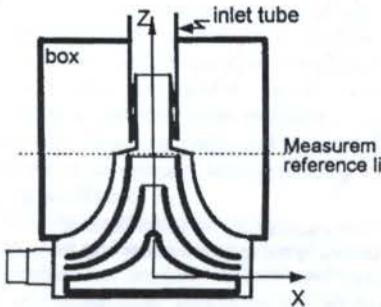


Fig.2 - The Plexiglas prismatic box assembled in pump's housing. The whole pump immersed in a box filled with the working fluid allows the utilization of the Cartesian system of reference and renders refraction possible only across flat surfaces.

By employing this technique, no corrections were used for the measured velocity data and the measurement volume position could be easily determined by knowing refractive index of the fluid/Plexiglas relative to air. The dashed line represents the reference axis for the measurements, which crosses the upper corner of the pump housing. This reference position allows proper location of the probe beams with simple procedures.

The working fluid (saturated aqueous solution of NaI and glycerin) was chosen to match optical properties of Plexiglas. At 25°C, the blood analog fluid has an absolute viscosity (η) of 4.2×10^{-3} kg/ms and density (ρ) of 1682.9 kg/m³, resulting in a kinematic viscosity (ν) of 2.5×10^{-6} m²/s. Blood kinematic viscosity (37 ° C and 45% hematocrit) at high shear rates (> 500 s⁻¹) is 3.5×10^{-6} m²/s (Nichols & O'Rourke, 1990). In order to obtain the equivalent blood flow, Reynolds similitude strategy was employed - the rotational speed and the flow rate were controlled to obtain a typical equivalent operational condition with blood.

The flow in a rotating channel with a through flow may be described by two dimensionless numbers, namely throughflow Reynolds number (ReQ) and Rotational Reynolds number (ReR). These parameters are obtained directly from the scales of the Navier-Stokes equations (Pinotti, 1992) and are defined as follows:

$$ReQ = \frac{Q}{2\pi S \nu} \quad (1)$$

$$ReR = \frac{S^2 \Omega}{\nu} \quad (2)$$

where Q is the flow rate, S is the mean spacing between the rotating cones, Ω is the pump rotational speed and ν is the fluid kinematic viscosity.

To obtain the complete definition of the operational situation, dimensionless pressure difference (ΔP^*) is defined as follows:

$$\Delta P^* = \frac{\Delta P}{\rho(D\Omega)^2} \quad (3)$$

where D is the rotor diameter and ρ is the fluid density.

All experiments were conducted using the same pump ($S = 10^{-3}$ m and $D = 39 \times 10^{-3}$ m) at the same operational conditions. Such operational conditions may be described in terms of the dimensionless parameters, $ReQ = 2440$, $ReR = 75.4$ and $\Delta P^* = 530.8$.

Table 1 shows the operational condition which has been set in the test circuit (using the working fluid) and the equivalent situation for the blood ($\rho = 1090$ kg/m³, $\nu = 3.5 \times 10^{-6}$ m²/s, 37°C and hematocrit of 45%). To obtain the right hand column of Table 1, dimensionless numbers ReQ, ReR and ΔP^* (calculated using the real operational situation with the working fluid) were used to obtain Q, Ω and ΔP for the equivalent blood flow.

Table 1. Operational conditions set in the test circuit and the equivalent situation for the blood flow.

	Working fluid	Blood
Flow Rate	2.3 l/min	3.2 l/min
Rotational Speed	1800 rev/min	2520 rev/min
Pressure Head	241 mmHg	306 mmHg

These operational conditions match perfectly the Pressure Head versus Flow Rate curves of the Owner's Manual of the pump (BP80 Medtronic, USA) demonstrating that the flow similitude conditions were satisfied.

Since the measured refractive index of the solution is 1.486 (± 0.006), matching accurately the refractive index of Plexiglas, optical constraint is also satisfied.

A four beam Argon ion based LDV system (DANTEC, Denmark) was used in back scattering configuration for two simultaneous component velocity measurements. A fiber optic probe was used for beam delivery and for collection of the scattered light. For each velocity component, the beams of identical wavelengths were crossed at their beam waists to form an ellipsoidal measurement volume (diameter of 0.078 mm and length of 0.978 mm).

To measure negative velocities, Bragg cells were used to shift the frequency of one of the two beams for each component by 40 MHz. The two measurement volumes were coincident and were oriented so that orthogonal velocity components were measured. Velocity data are collected with no reference to rotor angular position, due to its axial symmetry and steady state operation.

Measurement volume is moved across the pump by a three axis traversing system. Motions along X and Y axis are driven by step motors (± 0.01 mm uncertainty), while Z motion is manually controlled (± 0.05 mm).

Signals are processed by two Burst Spectrum Analyzers, operated in the burst mode, due to scarce natural seeding density. In the experiments, without added seeding particles, data rate was generally in the range between 20 and 150 Hz depending in the location of the measurement volume (low rates in the near-wall regions). In order to sample a statistically meaningful population at each measurement point,

10000 data were collected and processed to compute mean and RMS velocity.

Quality of refractive index matching can be experimentally observed by looking at beams shone across the pump cones - they remain straight and reflections at each cone surface are minimized. Although refractive index matching is achieved with less than $\pm 1\%$ uncertainty, coincidence of the blue (488 nm) and green (514.5 nm) measurement volumes was observed not to be good when the beams cross more than six Plexiglas surfaces and consequently, validated data rate is reduced if measurements are taken in coincidence mode. Therefore, the present investigation was performed without imposing coincidence on Doppler signals. Errors in the mean velocity measurement in such experimental conditions is about $\pm 1\%$.

Special attention should be paid to practical measurement problems which arise if the working fluid is in contact with air and polychromatic light, due to rapid oxidation which leads the reduction of its optical transmission coefficient for the blue and green light. If such thing happens data rate and signal to noise rate drop and measurements cannot be taken. The fluid degradation was delayed by assembling an air-tight test circuit and protecting it from polychromatic light.

RESULTS

It has been recognized that recirculating and entry flows cause damage to the sensitive blood cells (Blachshear & Blachshear, 1987; Pinotti & Rosa, 1995). This is especially important when the blood cells is repeatedly exposed to such detrimental conditions for many hours (for example in the extracorporeal blood circulation systems).

The objective of the present work is to obtain experimentally the flow pattern inside a centrifugal ventricular assist device in order to find possible regions of undesirable recirculating or entry flows. The flow velocity was measured in several locations inside the pump, following the reference frame showed in Fig.2. The flow resistor was regulated to reproduce an ECMO circuit resistance, condition in which such kind of device is widely used. Rotational speed of 1800 rev/min was switched in the console to generate a flow rate of 2.2 l/min (equivalent blood flow rate of 3.2 l/min at pump rotational speed of 2520 rev/min, see Table 1).

Figure 3 shows the velocity vectors in the X-Y plane (axial and radial components) in the channels formed by a stationary (housing) and rotating walls.

Three important regions may be disclosed in the figure, namely entry flow at the upper cone (region #1), entry flow at the middle cone (region #2), and the recirculation zone at the external channel (region #3).

The 2D velocity vector field shown in Fig. 3 gives information on the pumping action and flow disturbances along the constrained forced vortex and the effects which arise due the adverse pressure gradient. The flow enters the cones from the top following a spiral downward motion. Near the axis of rotation, the velocity vectors in regions 1 and 2 are oriented downward revealing that the low pressure induced flow is the dominant driving force acting in the core of the flow.

Flow disturbances may be observed at regions #1 and #2. The upper cone receives the flow coming from the inlet tube. The major portion of this flow is induced to the rotating cones assembly and the remaining portion is driven to the external channel. Deviations, composed by radially outward and upward components, of the velocity vectors observed in region #1 are due to the recirculating zones which dominate the flow in the external channel.

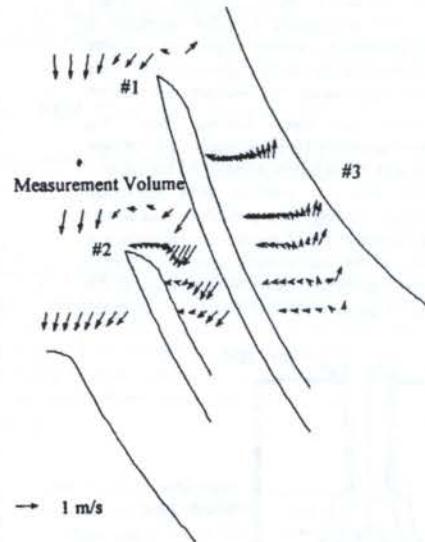


Fig.3 - 2-D velocity vector field (u and w) in the channels. The pumping effect induced by the constraint vortex may be observed in the central portion of the flow.

The presence of the second rotating cone, which obstructs part of the channel, causes flow disturbance upstream the channel. It is important to look at the flow pattern at the inlet portion of region #2, the presence of the solid rotating edge of the cones induces both high velocity gradients and regions of low rate of through flow, which are considered to cause blood cell damage. The pumping effect of the rotating cone actually occurs in a restricted area in the core of the flow, where the radial and tangential components are minimized and the axial velocity reaches its maximum values. In the border of this region, called constrained forced vortex, exist radial and tangential velocity gradients which render possible the mass conservation in this pump section.

In region #3 the presence of a stationary wall and the divergent geometry of the channel induces a positive pressure gradient between inlet and outlet which is high enough to overcome the fluid inertia, causing back flow (velocity vectors oriented upwards). The rotating cone generates the pumping effect which enforces the fluid particles to follow a spiral path downward. This is due to the no-slip condition at the rotating cone surface and the viscous dissipation in the bulk of the fluid. In the specific case of the external channel, the positive pressure gradient which acts against the downward flow is high enough to make the axial component vanish. It may be observed that the velocity vectors near the rotating cone are oriented towards the axis of rotation, denoting that the fluid in this region is feeding the vortex.

The same conditions (no-slip and viscous dissipation) may be found in the stationary wall side, however, there is no induced flow downward to balance the adverse pressure gradient, and a negative axial velocity will appear in the vicinity of pump's housing. Considering the trends observed on the vector field one should conclude that exist multiple cells of recirculation along the external channel with a great potential of blood cell damage.

In the figure showed above, the measurement volume were displayed in order to visualize its relative dimensions with respect to the channel.

The measurements presented in this work allow the visualization the main points of undesirable recirculation

zones and also permit to evaluate the magnitude of the velocity gradients in the regions where occur the entry flows inside the pump. This kind of information is relevant to improve the design of such device which is supposed to pump blood without damage to the cells.

CONCLUSIONS

This paper reports velocity measurements in a nonpulsatile ventricular assist device. A test circuit was designed to reproduce the flow resistance of an adult human and to allow measurement of the velocity field. Major problems were posed by pump complex geometry and small dimensions of the channels. An optical measurement technique was chosen to allow non invasive measurements inside such device with proper spatial resolution capability. All problems related to optical access were solved by implementing a refractive index matching technique. Velocity measurements have been performed by employing the optical LDV probe in an optically homogeneous medium, with real operating conditions.

Velocity measurements highlights several flow features. The influence of the inner pump geometry on the axial and radial profiles are displayed and reveals that the pumping action of the vaneless centrifugal pump is restricted to a region where the constrained forced vortex is established. The measurements performed in this study provide precious information on the regions in which mechanical damage of blood components may occur and they may give directions to future tests and design constraints.

ACKNOWLEDGMENTS

The contribution of F. Sgarbi, P. Evangelisti and V. Ponzio in the assembly of the experimental setup and in the measurements is gratefully acknowledged. This work was partially supported by CNPq (Brazilian Research Council), grant n° 201586/92-4 (SWE).

REFERENCES

- Blakeshear, P.L., Blakeshear, G.L., "Mechanical Hemolysis", in Handbook of Bioengineering, eds. R. Skalak & S.Chien, pp 15.1-15.19, McGraw Hill, New York, 1987.
- Durst, F., Melling, A., Whitelaw, J.H., "Principles and Practice of Laser-Doppler Anemometry" Academic Press, London, 1976.
- Nichols, W.W., O'Rourke, M.F., "Blood Flow in Arteries" ,3rd Ed, Edward Arnold, London, 1990.
- Pinotti, M., "Estudo do Escoamento no Canal Formado por Dois Discos em Rotação", Msc. Thesis, UNICAMP, Campinas, 1992.
- Pinotti, M., Rosa, E.S., "Computational Prediction of Hemolysis in a Centrifugal Ventricular Assist Device", Artificial Organs, Vol.19, n. 3, pp 267-273, 1995.

INVESTIGAÇÃO EXPERIMENTAL DAS PROPRIEDADES DO MEDIDOR DE VAZÃO TUBO MULTÍFURO

Antonio Luis de Campos Mariani e Marcos de Mattos Pimenta
Departamento de Engenharia Mecânica
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

RESUMO

Este trabalho apresenta os resultados da investigação experimental que teve como objetivo estudar o comportamento de medidores de vazão tipo tubo multifuro, analisando diferentes formas construtivas. Foram projetados e fabricados doze protótipos possibilitando avaliação comparativa de fatores construtivos presentes nas soluções adotadas. Os resultados dos ensaios estão apresentados em termos de adimensionais característicos destes medidores e auxiliam a definição de modelo adequado para determinadas condições de operação.

INTRODUÇÃO

O tubo multifuro é um medidor de vazão para fluidos que escoam através de condutos forçados. Recebeu esta denominação na norma NBR 10.396 de 1988, elaborada pela Associação Brasileira de Normas Técnicas - ABNT, onde foi classificado no grupo de medidores vazão instantânea que operam por pressão diferencial.

As áreas de principal aplicação para estes medidores são a industrial, sistemas de ventilação e ar condicionado, e redes de abastecimento de água.

Seu funcionamento ocorre como se houvessem vários tubos de Pitot associados, avaliando a velocidade em diferentes pontos da seção transversal do conduto, e obtendo uma média dessas velocidades.

É constituído por um tubo cilíndrico contendo orifícios dirigidos para montante que operam como tomadas da pressão de estagnação, nas diferentes posições em que estão colocados. Possui, também, uma ou várias aberturas opostas às primeiras, dirigidas para jusante, que permitem avaliar uma pressão de referência, denominada "de esteira", conforme apresentado na figura 1.

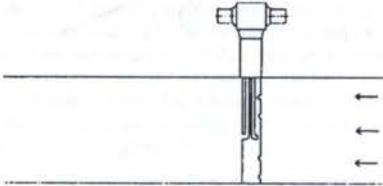


Figura 1 - Medidor de vazão Tubo Multifuro

O presente estudo sobre esta família de medidores de vazão pretende contribuir analisando suas diferentes formas construtivas e determinando seu comportamento através de curvas em termos de variáveis adimensionais, especificamente Coeficiente de Vazão (K) e Número de Reynolds (R).

EQUACIONAMENTO

A determinação da vazão é feita com equacionamento semelhante aos sensores que operam por pressão diferencial. A expressão que relaciona a diferença de pressão oferecida pelo medidor com a vazão do escoamento é apresentada a seguir:

$$Q = K \cdot S \cdot Y \cdot C_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot DP}{\rho}} \quad (1)$$

onde:

- Q - vazão volumétrica
- S - área da seção transversal reta da tubulação
- ρ - massa específica
- Y - coeficiente de compressibilidade
- K - coeficiente de vazão
- C_1 - outros coeficiente de correção
- DP - pressão diferencial

Os coeficientes de correção são adotados em função das propriedades do fluido e do escoamento, e também das condições da instalação onde o medidor opera.

METODOLOGIA

A metodologia adotada neste trabalho propôs que a investigação fosse realizada experimentalmente através de ensaios de protótipos. Nestes ensaios foram avaliadas diferentes características construtivas dos protótipos e sua interação com o escoamento através da determinação do comportamento do coeficiente de vazão em função do número de Reynolds.

A determinação dos valores para o coeficiente de vazão (K) foi obtida comparando-se as vazões medidas pelo multifuro e por uma placa de orifício, estabelecida como padrão para a determinação do valor da vazão de referência.

Foram estabelecidas as seguintes condições para os ensaios que determinaram as curvas de calibração (K x R):

- perfil de velocidades simétrico na seção de testes
- escoamento em regime permanente
- fluido com propriedades conhecidas na linha de escoamento, no instante em que se realizam as medições

Os ensaios foram realizados em módulo experimental montado seguindo recomendações de referências adequadas (ISO 5167-1991, Miller 1989), e com instrumentação e sistema de aquisição de dados que estão descritos em Mariani (1995).

PROTÓTIPOS PROJETADOS E FABRICADOS

Características construtivas investigadas. Na revisão apresentada por Mariani e Pimenta (1994) foram identificadas e avaliadas formas geométricas e arranjos físicos com diferentes características para medidores já fabricados. Estas informações definiram quais as propriedades construtivas seriam investigadas através de ensaios com protótipos, que são:

- a) Geometria externa do corpo do medidor, definido pelo perfil da seção transversal deste.
- b) Número de orifícios que medem a pressão de estagnação.
- c) Localização das tomadas de pressão de estagnação.
- d) Diâmetro dos orifícios que medem a pressão de estagnação
- e) Número de orifícios que avaliam a pressão de esteira.

- f) Localização da(s) tomada(s) de pressão de esteira
 g) Diâmetro do(s) orifício(s) que mede a pressão de esteira
 h) Dimensões do sensor: relação entre a projeção da área da seção transversal da tubulação e da área projetada da seção longitudinal do medidor.
 i) Arranjo físico interno do medidor: uso de um divisor interno formando duas câmaras, ou adotar um tubo que conduzirá a pressão de esteira. Em ambas as alternativas utilizar ou não o tubo interpolador.

Parâmetros fixos. Nos projetos dos protótipos algumas características construtivas foram definidas como parâmetros fixos para todos eles. A escolha de quais permaneceriam invariantes baseou-se no levantamento bibliográfico sobre o tema publicado por Mariani e Pimenta (1994) e Mariani (1995) e está apresentada na tabela 1.

Tabela 1 - Parâmetros fixos para projeto dos protótipos

Parâmetros fixos	Valor adotado	
orifícios para medir pressão de estagnação	n° de orifícios	4
	localização dos orifícios	posições seguindo distribuição de Chebyshev
	diâmetro dos orifícios	6 mm
dimensões do sensor	diâmetro da seção transversal	25 mm
	comprimento da haste imersa no escoamento	diâmetro interno da tubulação de testes (155,4 mm)

Protótipos fabricados. Foram projetados quatro protótipos básicos para realização de ensaios de modo a obter-se informações sobre os parâmetros selecionados para investigação. O projeto de cada um dos protótipos possibilitou que estes fossem montados de várias formas ampliando as alternativas de investigação.

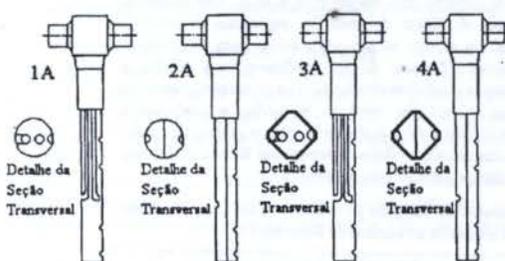


Figura 2: Desenho esquemático dos protótipos 1A, 2A, 3A e 4A

Tabela 2 - Discriminação das características construtivas dos protótipos

Protótipo N°	Geometria Externa	Arranjo Interno		Orifícios	
		Pressão Total	Pressão Esteira	Pressão Total	Pressão Esteira
1A	Circular	com tubo interpolador de 6,4 mm	tubo transmissor independente	4	1
1B	Circular	sem tubo interpolador	tubo transmissor independente	4	1
2A	Circular	régua divisora (sem tubo)	régua divisora (sem tubo)	4	1
2B	Circular	régua divisora mais tubo interpolador de 5 mm	régua divisora (sem tubo)	4	1
2C	Circular	régua divisora (sem tubo)	régua divisora (sem tubo)	4	4
2D	Circular	régua divisora mais tubo interpolador de 5 mm	régua divisora (sem tubo)	4	4
2E	Circular	régua divisora mais tubo interpolador de 5 mm	régua divisora mais tubo interpolador	4	4
3A	Octogonal	com tubo interpolador de 6,4 mm	tubo transmissor independente	4	1
3B	Octogonal	sem tubo interpolador	tubo transmissor independente	4	1
3C	Octogonal	com tubo interpolador de 5 mm	tubo transmissor independente	4	1
4A	Octogonal	régua divisora (sem tubo)	régua divisora (sem tubo)	4	1
4B	Octogonal	régua divisora mais tubo interpolador de 5 mm	régua divisora (sem tubo)	4	1

Os protótipos básicos foram identificados através dos números 1 a 4, e as variações realizadas em cada um deles foi caracterizada por uma letra (A, B, ..., E). Na figura 2 estão apresentados os modelos básicos, e na tabela 2 estão relacionados todos os modelos projetados e fabricados.

RESULTADOS

Coefficiente de vazão em função de Reynolds. Para cada protótipo, o conjunto de resultados do coeficiente de vazão (K) e do número de Reynolds (R), foi ajustado por funções convenientes usando o método dos mínimos quadrados. Este tratamento numérico foi implementado com o emprego do programa STATGRAPH.

O tratamento foi aplicado para o conjunto total dos dados, e também para o subconjunto definidos para R entre 100.000 e 300.000. Esta partição permite avaliar o comportamento do protótipo para aplicações específicas.

Foram selecionadas dois tipos de curva para os ajustes :

- regressão linear: $K = a + b.R$
 - regressão por uma função tipo potência: $K = a.R^b$
- Os valores do coeficiente de correlação e do desvio padrão obtidos para as regressões em cada caso foram usados para selecionar a função adequada.

As equações do ajuste $K \times R$, obtidas para cada protótipo estão na tabela 3 ($30.000 < R < 300.000$), e na tabela 4 ($100.000 < R < 300.000$).

Nas figuras 3 e 4 estão apresentados os gráficos contendo os pontos experimentais e a representação das curvas obtidas nos ajustes para o intervalo total de Reynolds testado.

Tabela 3 - Equações de ajuste para o Coeficiente de Vazão (K) em função de Reynolds (R). Faixa: $3 \times 10^4 < R < 3 \times 10^5$.

Protótipo N°	Equação de ajuste	Desvio Padrão do ajuste	Coef. correl.
1A	$K = e^{(-1,38849 + 0,0748745 \ln R)}$	$\pm 0,007$	0,992
1B	$K = e^{(-1,3024 + 0,067959 \ln R)}$	$\pm 0,007$	0,993
2A	$K = e^{(-1,36984 + 0,0716126 \ln R)}$	$\pm 0,01$	0,987
2B	$K = e^{(-1,22675 + 0,0593705 \ln R)}$	$\pm 0,007$	0,991
2C	$K = e^{(-1,34037 + 0,0682275 \ln R)}$	$\pm 0,02$	0,946
2D	$K = e^{(-1,26195 + 0,0610014 \ln R)}$	$\pm 0,008$	0,986
2E	$K = e^{(-1,31925 + 0,0656157 \ln R)}$	$\pm 0,01$	0,957
3A	$K = e^{(-1,20251 + 0,0503024 \ln R)}$	$\pm 0,02$	0,934
3B	$K = e^{(-1,12915 + 0,0442643 \ln R)}$	$\pm 0,02$	0,911
3C	$K = e^{(-1,20074 + 0,0518934 \ln R)}$	$\pm 0,02$	0,922
4A	$K = e^{(-1,18379 + 0,0481911 \ln R)}$	$\pm 0,02$	0,929
4B	$K = e^{(-1,27357 + 0,0550562 \ln R)}$	$\pm 0,02$	0,936

Tabela 4 - Equações de ajuste para o Coeficiente de Vazão (K) em função de Reynolds (R). Faixa: $1 \times 10^5 < R < 3 \times 10^5$.

Protótipo N°	Equação de ajuste	Desvio Padrão do ajuste	Coef. correl.
1A	$K = e^{(-1,30801 + 0,0683268 \ln R)}$	$\pm 0,009$	0,962
1B	$K = e^{(-1,24527 + 0,0632796 \ln R)}$	$\pm 0,007$	0,971
2A	$K = 0,558978 + 2,30978 \cdot 10^{-7} R$	$\pm 0,003$	0,988
2B	$K = e^{(-1,39217 + 0,0727346 \ln R)}$	$\pm 0,005$	0,989
2C	$K = e^{(-1,24074 + 0,0597187 \ln R)}$	$\pm 0,004$	0,992
2D	$K = 0,554478 + 1,9143 \cdot 10^{-7} R$	$\pm 0,001$	0,997
2E	$K = 0,558835 + 1,63519 \cdot 10^{-7} R$	$\pm 0,001$	0,998
3A	$K = 0,538328 + 7,87938 \cdot 10^{-8} R$	$\pm 0,004$	0,855
3B	$K = e^{(-0,881898 + 0,0239098 \ln R)}$	$\pm 0,004$	0,939
3C	$K = e^{(-0,872388 + 0,0247539 \ln R)}$	$\pm 0,002$	0,979
4A	$K = e^{(-0,877885 + 0,0231187 \ln R)}$	$\pm 0,005$	0,919
4B	$K = e^{(-0,956802 + 0,028855 \ln R)}$	$\pm 0,002$	0,993

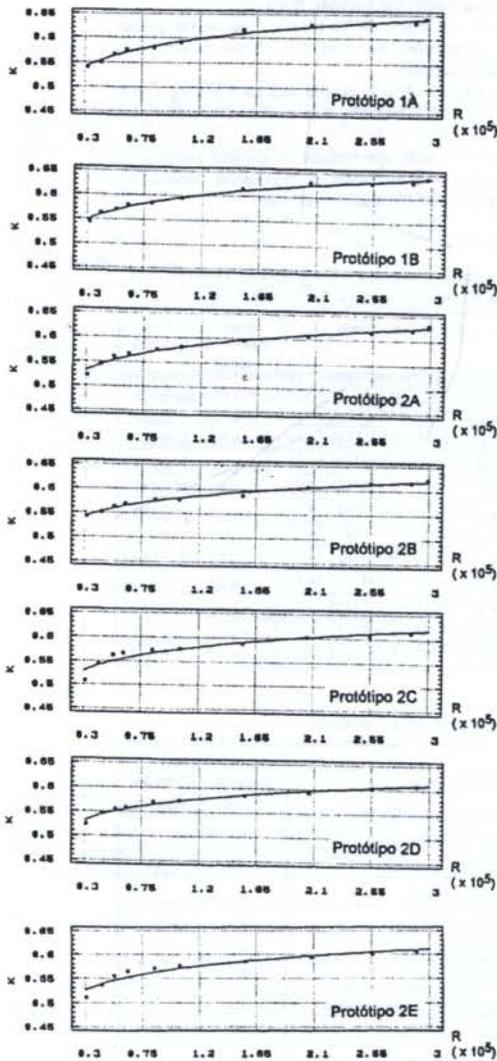


Figura 3 - Gráficos: Coeficiente de Vazão (K) x Reynolds (R)

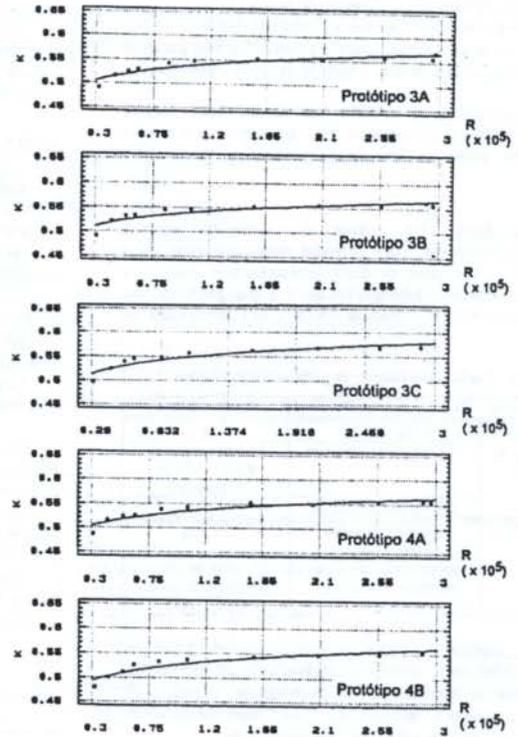


Figura 4 - Gráficos: Coeficiente de Vazão (K) x Reynolds (R)

Intervalos de variação para valores médios de K. Este intervalo, também chamado de limite de exatidão, representa a variação percentual de K em relação ao seu valor médio para determinada faixa de Reynolds. Trata-se de um parâmetro que auxilia a comparação entre os resultados obtidos para os protótipos, indicando a dispersão dos valores em torno do K médio, e avaliando a possibilidade de utilizar o valor médio de K, para o cálculo da vazão, na faixa de R considerada, conforme proposto por Britton e Mesnard (1982). Os resultados obtidos estão na tabela 5.

Tabela 5 - Intervalo de variação para K em relação ao seu valor médio para três intervalos do número de Reynolds (R).

Protótipo	Intervalo de variação para K		
	$3 \times 10^4 < R < 8,5 \times 10^4$	$1 \times 10^5 < R < 3 \times 10^5$	$3 \times 10^4 < R < 3 \times 10^5$
1A	$\pm 3,6\%$	$\pm 4,1\%$	$\pm 8,6\%$
1B	$\pm 3,6\%$	$\pm 3,7\%$	$\pm 8,1\%$
2A	$\pm 4,9\%$	$\pm 4,1\%$	$\pm 9,4\%$
2B	$\pm 3,3\%$	$\pm 3,7\%$	$\pm 7,0\%$
2C	$\pm 6,0\%$	$\pm 3,0\%$	$\pm 9,2\%$
2D	$\pm 4,4\%$	$\pm 3,0\%$	$\pm 7,5\%$
2E	$\pm 5,6\%$	$\pm 2,6\%$	$\pm 8,5\%$
3A	$\pm 5,0\%$	$\pm 1,9\%$	$\pm 7,3\%$
3B	$\pm 5,1\%$	$\pm 1,6\%$	$\pm 6,6\%$
3C	$\pm 4,9\%$	$\pm 1,3\%$	$\pm 6,9\%$
4A	$\pm 5,0\%$	$\pm 1,4\%$	$\pm 6,6\%$
4B	$\pm 5,1\%$	$\pm 1,6\%$	$\pm 6,9\%$

Perda de carga para os protótipos. Foi realizada uma estimativa da perda de carga para os protótipos, na condição de vazão máxima, isto é com R da ordem de 300.000. Ela está apresentada na tabela 6 em valores de pressão, comparada à placa de orifício usada como padrão, que possuía relação de diâmetros $\beta = 0,65$.

Tabela 6 - Comparação da perda de carga protótipos multifuros e da placa de orifício.

Protótipo	Perda de carga multifuros	Perda de carga placa de orifício ($\beta = 0,65$)
1	156 Pa	4700 Pa
2	166 Pa	4700 Pa
3	249 Pa	4700 Pa
4	254 Pa	4700 Pa

Comparação do diferencial de pressão entre os multifuros e o Pitot. Uma comparação aproximada entre as pressões diferenciais apresentadas pelos protótipos dos multifuros e por um tubo de Pitot padrão localizado na posição de velocidade máxima, em mesmas condições de vazão, obteve os seguintes resultados:

- para valores de velocidade média em torno de 3,5 m/s, os protótipos de seção circular apresentaram pressão diferencial (DP) 30% maior e os de seção octogonal 50% maior que a correspondente medida com Pitot.
- em velocidades média entre 4,5 e 7,0 m/s, os modelos de seção circular apresentaram valores de DP entre 50 e 60% maior que o Pitot, e os octogonais entre 70 e 85% maior.
- para velocidades entre 9 e 34 m/s ($R > 10^5$), a vantagem dos multifuros sobre o Pitot indicou valores de DP entre 60 e 70% maior para medidores de seção circular, e entre 90 e 100% para modelos com seção transversal octogonal.

ANÁLISE DOS RESULTADOS.

Os resultados foram analisados considerando os seguintes parâmetros:

- a qualidade do ajuste dos pontos da função $K \times R$, avaliada a partir de seu desvio padrão e de seu coeficiente de correlação para duas faixas de R.
- a amplitude do intervalo de variação de K em torno de seu valor médio, para três faixas de Reynolds.
- a incerteza combinada associada aos valores do coeficiente de vazão obtidos, que resultou em torno de 2%.

Influências de características construtivas. Analisando a influência da geometria externa dos protótipos, considerando o intervalo de variação de K, os protótipos de seção octogonal tiveram melhor resultado para a faixa toda de R, e para $R > 10^5$, enquanto para $R < 10^5$ os modelos com perfil circular foram ligeiramente superiores.

Quando observamos as equações das regressões obtidas, temos que os protótipos de perfil circular tiveram melhor ajuste que os octogonais, para a faixa toda de dados, porém se analisarmos apenas $R > 10^5$ os resultados são similares.

O uso de 4 orifícios para medir a pressão de esteira, apresentou vantagem pois nestes protótipos foi medido um diferencial de pressão (DP), ligeiramente maior, comparando os protótipos 2A com 2C e 2B com 2D.

As outras variações do arranjo físico interno não apresentaram diferenças sugestivas nos resultados quando consideradas as incertezas.

Comparando o desempenho global dos medidores. Tomando o intervalo de variação de K como critério verifica-se que: na região para R da ordem de 10^4 os protótipos n° 1A, 1B e 2B tiveram melhores resultados, para $R > 10^5$, os protótipos de n° 3 e 4 atingiram menores intervalo de variação comparados aos derivados dos n°s 1 e 2, e para $3 \times 10^4 < R < 3 \times 10^5$ os intervalos de variação de K assumem valores próximos para todas as sondas.

Analisando as curvas obtidas com os ajustes tem-se que: para $R > 10^5$ as equações de ajuste tiveram igualmente ótima qualidade para todos os modelos, e para faixa toda do número de Reynolds, as correlações propostas para $K \times R$ ajustaram melhor os resultados experimentais obtidos pelas as sondas n° 1 e n° 2 (circulares) do que para as de n° 3 e 4 (octogonais).

CONCLUSÕES

Geometria do corpo cilíndrico. Os testes confirmaram que a geometria externa dos sensores é o fator de maior influência no coeficiente de vazão (K). Isto ocorre pois o comportamento do escoamento em torno do cilindro é função de sua própria geometria e do número de Reynolds. Assim o coeficiente de vazão será alterado quando o ponto de separação da camada limite variar de posição e conseqüentemente variar o nível e as características da turbulência na parte posterior do cilindro, mudando as propriedades do escoamento. Para perfis cuja geometria implique na localização fixa do ponto de separação, em determinado intervalo de R, como através da presença de arestas, obtém-se menor variação de K. Fato confirmado no modelo octogonal.

Localização e número dos furos. A adoção de 4 furos localizados segundo a distribuição de Chebyshev seguiu as recomendações apresentadas em Mariani e Pimenta (1994) e esteve compatível com o perfil de velocidades verificado na seção de medição. Recomenda-se como 4 (quatro) o número mínimo de orifícios dirigidos para montante e indica-se utilizar o mesmo número de furos e localização para as tomadas de pressão de esteira, devido aos valores medidos para DP, ligeiramente maiores.

Arranjo físico interno do medidor. Não houve uma definição de um arranjo físico preferencial, mas a combinação das características construtivas analisadas indica a opção por um medidor com seu interior dividido em duas câmaras (uso de régua divisora) como consequência do uso de número igual de orifícios a jusante e montante. O emprego do tubo interpolador não obteve resultado com diferença significativa aos que não o usaram, indica-se apenas, para o caso de adotá-lo, dimensionar seu diâmetro com cuidado em relação às dimensões da câmara interna onde será instalado.

Ensaio com perfis com fortes assimetrias estão sendo realizados para que novas informações reforcem os critérios para seleção do arranjo interno do medidor.

Comparativamente a outros medidores. O multifuros quando comparado aos medidores por pressão diferencial mais usualmente empregados para escoamento em condutos oferece as vantagens confirmadas neste trabalho, como reduzida perda de carga e bom diferencial de pressão (em relação ao Pitot), além de facilidade na instalação do medidor.

Nas medições que exijam alto nível de exatidão indica-se que o cálculo da vazão seja feito com o K calculado através de uma equação de calibração, determinada para o medidor empregado, e não de um valor médio para K.

REFERÊNCIAS

- American Society of Mechanical Engineers, ASME; Bean, H. ed. *Fluid meters, their theory and application*. 6.ed. New York, 1971.
- Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT). *NBR 10396 Medidor de vazão de fluidos - Classificação*. Rio de Janeiro, 1988.
- Britton, C.; Mesnard, D. A performance summary of round and diamond shaped averaging Pitot-type primaries. *Measurement and Control*, v.15, Sept, 1982.
- International Organization for Standardization (ISO). *Measurement of fluid flow by means of orifice plates, nozzles and Venturi tubes inserted in circular cross-section conduits running full - ISO 5167 - Part 1*, 1991.
- Mariani, A. L. C. e Pimenta, M. M. Evolução do medidor de vazão instantânea tubo multifuro. *V Encontro Nacional de Ciências Térmicas, Anais*. São Paulo, pp. 245-248, dez 1994.
- Mariani, A. L. C. *Desenvolvimento experimental de medidores de vazão tubo multifuro*. Dissertação de Mestrado. EPUSP. São Paulo, 1995
- Miller, R. W. *Flow measurement engineering handbook*, 2.ed. New York, McGraw Hill, 1989.

ABSTRACT

This investigation presents the experimental results aiming the evaluation of multihole flowmeters and the influence of its constructive characteristics.

For this purpose twelve prototypes were tested, and the principal results are presented and analysed. These data allow the definition of characteristics of a model according to its application.

RESPOSTA DE PIRANÔMETRO DE FILME FINO AOS PIRANÔMETROS EPPLEY PSP E BLACK/WHITE

J.F. Escobedo*, V.A. Frisina**, J.R. Saglietti*, E.T. Silva*

*Departamento de Física e Biofísica - UNESP/Botucatu/SP
**Estudante de Biologia - UNESP/Botucatu - Bolsista FAPESP

RESUMO

É apresentada neste trabalho a performance de um piranômetro de filme fino em relação a piranômetros EPPLEY PSP e ESTRELA. Na aferição dos EPPLEY constatou-se diferenças nas constantes de calibração da ordem de 1.3% no PSP e 6.0% no ESTRELA. A variabilidade diária do protótipo oscilou entre -4.0% e 2.0% e o desvio de linearidade, em função da densidade de fluxo, permaneceu dentro do intervalo de 0,0% a 2,5% para 0 a 800 W/m². Nos testes de funcionalidade, o protótipo apresentou precisão comparável ao PSP e superior ao ESTRELA.

I - INTRODUÇÃO

Desde 1988, o grupo de Física Aplicada na Agricultura da UNESP de Botucatu vem desenvolvendo projetos de pesquisa na área de radiometria solar com objetivo de viabilizar a comercialização de detectores solares no Brasil, para equipar postos meteorológicos e agrometeorológicos, a custos moderados.

Na primeira fase, de 1989 a 1991, foi desenvolvida uma metodologia, totalmente nacional, de se construir sensores termoeletrônicos (termopilhas de filmes finos) através de técnicas fotolitográficas e por evaporação metálica. Com o método, foram elaboradas termopilhas nas configurações preto e preto/branco com performance similar às termopilhas importadas, em termos de sensibilidade e velocidade de resposta, recomendadas pela ORGANIZAÇÃO MUNDIAL DE METEOROLOGIA (OMM) para detecção da luz solar (ESCOBEDO, 1994; WMO, 1971).

Na fase seguinte, de 1991 a 1994, para aplicações das termopilhas, foram construídos os radiômetros solares mais utilizados nas estações meteorológicas e agrometeorológicas: PIRANÔMETRO, PIRELIÔMETRO, PIRANÔMETRO com ANEL de SOMBREAMENTO, ALBEDÔMETRO e SALDO RADIÔMETRO, entre outros. Testes a curto prazo mostraram que os protótipos podem ser utilizados na medição da radiação solar com precisão semelhante a muitos radiômetros solares de segunda classe, reconhecidos pela OMM (detectores de primeira classe são os tipos primários, apropriados para calibrar os tipos secundários) (FROHLICH, C. e LONDON, 1986; COULSON, 1975; ROBINSON, 1966). A FAPESP, FUNDUNESP e o CNPq auxiliaram neste desenvolvimento tecnológico financiando a compra dos melhores radiômetros solares comerciais e um sistema de aquisição de dados, de forma a ter-se uma avaliação totalmente automatizada para dar segurança e credibilidade aos equipamentos construídos.

Neste trabalho são apresentados resultados comparativos de um piranômetro com termopilha de filme fino em relação aos piranômetros EPPLEY PSP E BLACK/WHITE quanto a variabilidade diária, dependência de densidade de fluxo e cálculo de energia.

II - ESTAÇÃO DE RADIOMETRIA SOLAR

A estação experimental localizada junto ao Departamento de Física e Biofísica da UNESP de Botucatu (22° 54' sul; 48° 27'

oeste) é constituída por uma área livre com boa visão do horizonte onde estão os radiômetros solares denominada POSTO de COLETA de DADOS; um sistema de aquisição de dados chamado UNIDADE de ARMAZENAMENTO e uma CENTRAL de PROCESSAMENTO composta por um microcomputador 486 DX2 equipado com impressora DESKJET 560C e "TAPE BACKUP" de 250 Mbits (fig. 1).

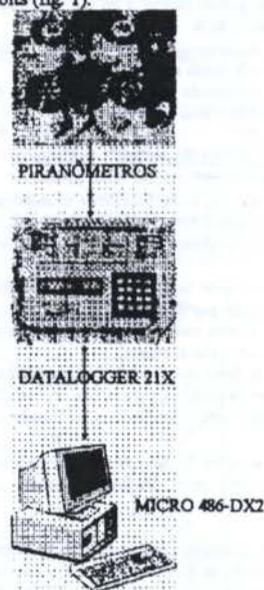


Figura (1): - Estação de Radiometria Solar.

A topologia entre o posto de coleta de dados e a central de armazenamento é do tipo estrela, ou seja, a comunicação é feita individualmente entre o sistema de aquisição de dados e os radiômetros solares. A transmissão entre os três pares é feita por cabos.

A unidade de armazenamento é uma DATALOGGER 21X da CAMPBELL de oito canais, interligada a uma placa MULTIPLEX AM 416 de 32 CANAIS. A comunicação da DATALOGGER 21X com o microcomputador se dá através de uma interface SC 32A.

Na central de armazenamento, os dados registrados em cada canal são transferidos para o microcomputador na forma de arquivos contendo: REGISTRO, DIA JULIANO, HORA MINUTO e os SINAIS em mV de todos 32 canais em sequência. A partir desses arquivos, com auxílio de SOFTWARES GRÁFICOS apropriados, executam-se várias operações entre canais, tais como: construção dos gráficos no tempo, cálculo das energias, cálculos estatísticos, etc.

Os PIRANÔMETROS instalados no posto de coleta de dados para este estudo são:

- 2 EPPLEY PSP
- 1 EPPLEY BLACK/WHITE ou ESTRELA
- 1 FILME FINO

Considerando que não existe um piranômetro padrão, a OMM recomenda como referência, em calibrações pelo método comparativo, o uso do piranômetro EPPLEY PSP. Assim sendo, tem-se um dos dois piranômetros PSP atuando como instrumento primário e o cálculo da constante de calibração segue recomendações da OMM, sendo determinada por:

$$K = [1/N] \sum_{i=1}^N K_i \quad K_i = \left[\frac{V_p}{V_{ref}} \right] K_{ref} \quad (1)$$

onde K_p e K_{ref} são constantes de calibração do protótipo e referência e V_p e V_{ref} são sinais em V, gerados nos dois piranômetros simultaneamente.

Neste estudo, foram coletadas leituras em mV de segundo a segundo e armazenadas na forma de média após 300 leituras ou 5 min, gerando um ponto experimental.

III - SELEÇÃO HORÁRIA DE CALIBRAÇÃO

Não existe por parte dos laboratórios especializados em radiometria solar (CIMO, 1987; FROHLICH e LONDON, 1986) um critério horário definido como sendo o melhor para calibrar piranômetros pelo método comparativo. Como a performance de um piranômetro pode ser afetada pela variação gradual da temperatura ambiente, vento, densidade de irradiações e inclinação solar, antes dos testes comparativos, os três piranômetros: PROTÓTIPO, EPPLEY ESTRELA e PSP, passaram por um teste de variação da constante de calibração horária, tendo como referência um segundo piranômetro EPPLEY PSP. O objetivo foi selecionar o horário em que os efeitos se minimizavam igualmente para os três piranômetros. A figura (2) mostra a variação para cada piranômetro e os valores das constantes de calibração.

Os resultados mostram que para os horários extremos, a constante de calibração do EPPLEY PSP teve variação de 0.4%; o

PROTÓTIPO de 1.1% e o EPPLEY ESTRELA de 2.4%.

Esse resultado foi considerado bom para os piranômetros PSP e protótipo, porém, ruim para o ESTRELA, mostrando que tanto o EPPLEY PSP como o protótipo podem ser calibrados independentemente do horário. Calculando-se os demais desvios para os outros horários em relação ao horário fixo de 11h-13h, o intervalo ideal em que os três piranômetros apresentam desvios abaixo de 0.5% é o horário das 10 às 14 horas. Assim, os cálculos das constantes de calibração dos piranômetros a seguir referem-se às medidas neste horário.

IV - CONSTANTES DE CALIBRAÇÃO

Na figura (3) são apresentadas as curvas de resposta dos três piranômetros em relação ao piranômetro EPPLEY PSP referência, totalizadas após 23 dias de medidas num total de 2464 pontos experimentais. Os resultados obtidos através da equação (1) para os três piranômetros são apresentados a seguir:

PROTÓTIPO: $K_p = (18.65 \pm 0.24) \times 10^{-6} \text{ Vm}^2/\text{W}$

EPPLEY ESTRELA: $K_{EW} = (9.68 \pm 0.12) \times 10^{-6} \text{ Vm}^2/\text{W}$

EPPLEY PSP: $K_{PSP} = (8.07 \pm 0.09) \times 10^{-6} \text{ Vm}^2/\text{W}$

Comparando-se os valores das constantes do EPPLEY PSP e ESTRELA com os valores de fabricação: $K_{EW} = (9.11 \pm 0.09) \times 10^{-6} \text{ Vm}^2/\text{W}$ e $K_{PSP} = (8.17 \pm 0.04) \times 10^{-6} \text{ Vm}^2/\text{W}$, observa-se que a constante do PSP difere de 1.3%. Considerando as simetrias dos desvios, estatisticamente a constante de fabricação e a obtida estão dentro do mesmo intervalo de variação e portanto, são iguais. Já no piranômetro EPPLEY ESTRELA, a diferença numérica das constantes atingiu o nível de 6% e estatisticamente são diferentes. Se os dados usados nos cálculos da constante fossem das 8h às 17h, a diferença seria maior ainda, próxima de 8.0%.

É importante esclarecer que os piranômetros EPPLEY aqui aferidos foram calibrados na condição de instrumentos novos e portanto, trata-se de um erro grosseiro da indústria na calibração. A EPPLEY utiliza nas calibrações o sistema de esfera com intensidade de luz constante e natureza espectral isotrópica.

Para certificar que os tipos de piranômetros EPPLEY ESTRELA apresentam problemas de calibração, um segundo piranômetro EPPLEY ESTRELA de Botucatu na condição de novo e um terceiro EPPLEY ESTRELA do IAG/USP já com dois anos de uso descontinuo passaram por testes de aferição conforme a OMM.

Os resultados obtidos nas constantes de calibração foram diferenças de 5.0% para o segundo piranômetro ESTRELA de Botucatu e de 8.0% para o piranômetro ESTRELA do IAG/USP.

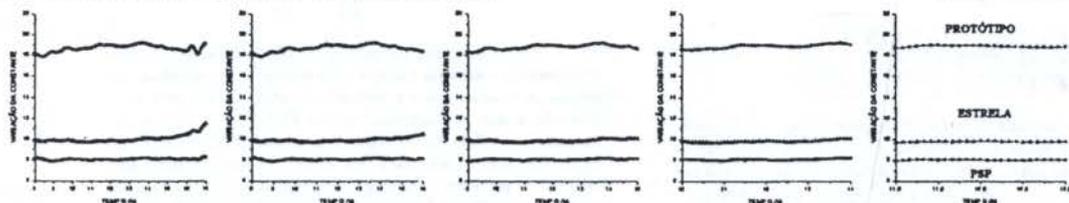


Figura (2): Variação da constante do PROTÓTIPO, PSP e ESTRELA: a) 8h-17h; b) 8h-18h; c) 10h-14h e e) 11h-13h.

-o- PROTÓTIPO, -□- PSP, -Δ- ESTRELA

$K_p = (18.66 \pm 0.32) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_p = (18.66 \pm 0.32) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_p = (18.78 \pm 0.23) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_p = (18.85 \pm 0.19) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_p = (18.88 \pm 0.09) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$

$K_{EW} = (10.02 \pm 0.38) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_{EW} = (9.91 \pm 0.19) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_{EW} = (9.86 \pm 0.13) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_{EW} = (9.82 \pm 0.11) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_{EW} = (9.79 \pm 0.03) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$

$K_{PSP} = (8.06 \pm 0.08) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_{PSP} = (8.06 \pm 0.08) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_{PSP} = (8.05 \pm 0.07) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_{PSP} = (8.06 \pm 0.06) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$ $K_{PSP} = (8.03 \pm 0.09) \mu\text{Vm}^2/\text{W}$

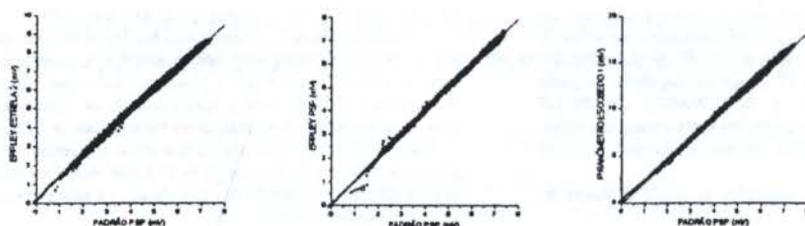


Figura (3). Curvas de resposta dos piranômetros

V - VARIABILIDADE DIÁRIA (V)

A variabilidade diária ao longo do dia indica a precisão instantânea do radiômetro solar e é definida segundo FROHLICH e LONDON (1986) por:

$$V = \frac{\text{Leituras médias de 5 min em } W / m^2 \text{ do Protótipo}}{\text{Leituras médias de 5 min em } W / m^2 \text{ do Referencia}}$$

A performance ao longo do dia pode ser afetada pela variação gradual do ambiente e condições de irradiâncias. É de se esperar que a linearidade seja independente do nível de irradiâncias e ser insensível aos parâmetros externos. A figura (4) mostra as curvas de variabilidade diária com os três piranômetros no dia 31/08/94 em condições de céu aberto.

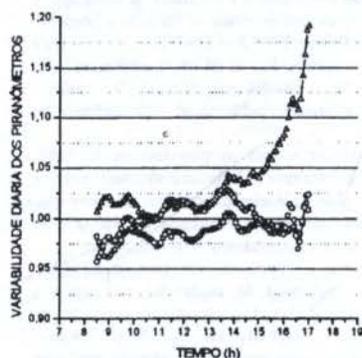


Figura (4): Variabilidade diária dos piranômetros.
-O- PROTÓTIPO; -□- PSP; -Δ- ESTRELA

As variações ao longo do dia em percentagem de cada aparelho foram aproximadamente iguais a:

PIRANÔMETRO PSP: -3,0% até 2,0%
PIRANÔMETRO PROTÓTIPO: -4,0% até 2,0%
PIRANÔMETRO ESTRELA: 2,5% até 20,0%

Os percentuais iniciais correspondem a variabilidade próximo das 8 horas e a principal diferença tem como causa provável o efeito cosseno, embora tenha também a dependência da densidade de fluxo, que é baixa. Os valores percentuais não diferem muito nos 3 piranômetros, constituindo uma vantagem para o protótipo, considerando que sua cúpula é de lâmpada comum, elaborada sem metodologia padronizada e de alto custo como é o caso das cúpulas da EPPLEY.

As variações do limite superior têm como causa provável o efeito cosseno, somado ao efeito temperatura e da dependência da densidade de energia. Os resultados mostram que não existe uma diferença significativa entre o protótipo e o EPPLEY PSP, porém o EPPLEY ESTRELA, a partir das 13h apresentou uma variabilidade crescente, atingindo um nível de 20%.

VI - DESVIO DE LINEARIDADE EM FUNÇÃO DA DENSIDADE DE FLUXO

O desvio de linearidade (DL%) segundo FROHLICH e LONDON (1986) e WMO (1971) é definido como:

$$DL\% = \left[\frac{\text{Leitura EPPLEY PSP padrão } (W / m^2) - \text{Leitura do protótipo } (W / m^2)}{\text{Leitura EPPLEY PSP padrão } (W / m^2)} \right] \times 100$$

versus densidade de energia expressa a dependência da constante de calibração com os níveis da radiação. A figura (5) mostra as curvas dos desvios de linearidade para os piranômetros. Os resultados mostram que os desvios têm comportamentos diferentes nos períodos da manhã e tarde. Pela manhã, os desvios são decrescentes em função do crescimento da densidade do fluxo.

	manhã	tarde
PROTÓTIPO	[+ 2,5% à 1,0%]	[+ 1,0% à 2,0%]
PSP	[0,0% à 2,0%]	[+ 2,0% à 1,0%]
ESTRELA	[+ 2,0% à 1,0%]	[+ 1,0% à 19,0%]

Na parte da manhã, onde o efeito da temperatura não é tão acentuado e os desvios iniciais são predominantemente cossenoidais e são decrescentes para próximo do meio dia, onde o ângulo incidente é o menor do dia.

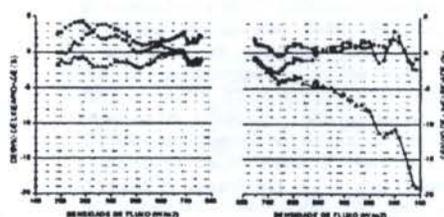


Figura (5): Desvio de linearidade em função da intensidade.
-O- PROTÓTIPO; -□- PSP; -Δ- ESTRELA

Após o meio dia, o ângulo de incidência aumenta, decresce a intensidade e aumenta a temperatura ambiente dos aparelhos. Os resultados mostram que o piranômetro responde muito bem neste intervalo, e que comparativamente aos EPPLEY, os desvios são similares ao modelo PSP, e superior ao modelo ESTRELA. Ficou muito bem caracterizado que o tipo ESTRELA tem problemas com temperatura ambiente. O catálogo industrial da EPPLEY cita que o piranômetro ESTRELA apresenta um desvio máximo de 1% no intervalo de densidade de fluxo de 0 a 1200 w/m².

VII - IRRADIÂNCIAS GLOBAL - ENERGIA

No teste de funcionalidade, os piranômetros mediram a radiação global por vinte dias consecutivos. A figura (6) mostra as

Quadro I - Teste dos radiômetros - Cálculos das Energias (MJ/m²) e Desvios (%)

ENERGIA DIA	EPPLEY PSP (REFERÊNCIA)	EPPLEY PSP	DESVIOS %	EPPLEY PRETO/BRANCO	DESVIOS %	ESCOBEDO	DESVIOS %
23/08/94	16,10	15,85	1,6	16,34	-1,5	16,09	0,1
25/08/94	16,76	16,52	1,4	16,86	-0,6	16,61	0,9
26/08/94	16,93	16,71	1,3	17,10	-1,0	16,82	0,6
27/08/94	16,64	16,40	1,4	16,86	-1,3	16,56	0,5
28/08/94	17,72	17,49	1,3	17,92	-1,1	17,56	0,9
29/08/94	17,31	17,04	1,6	17,77	-2,7	17,41	-0,6
30/08/94	15,80	15,57	1,5	16,21	-2,6	15,92	-0,8
31/08/94	17,47	17,15	1,8	17,97	-2,9	17,58	-0,6
01/09/94	17,66	17,47	1,1	18,11	-2,5	17,79	-0,7
02/09/94	16,39	16,31	0,5	16,66	-1,6	16,53	-0,9
03/09/94	16,58	16,39	1,1	16,55	0,2	16,29	1,7
04/09/94	18,91	18,71	1,1	18,99	-0,4	18,59	1,7
05/09/94	20,19	19,96	1,1	20,39	-1,0	19,93	1,3
06/09/94	20,70	20,50	1,0	21,11	-2,0	20,62	0,4
07/09/94	19,34	19,18	0,8	19,77	-2,2	19,43	-0,5
08/09/94	17,01	16,84	1,0	16,95	0,4	16,68	1,9
09/09/94	20,66	20,47	0,9	20,64	0,1	20,24	2,0
10/09/94	21,76	21,59	0,8	21,86	-0,5	21,45	1,4
11/09/94	21,60	21,52	0,4	21,78	-0,8	21,33	1,3
12/09/94	19,46	19,32	0,7	19,65	-1,0	19,44	0,1
13/09/94	18,97	18,80	0,9	19,16	-1,0	18,92	0,3
14/09/94	12,45	12,28	1,4	12,51	-0,5	12,32	1,0
MÉDIA			1,12 ± 0,36		1,21 ± 0,95		0,92 ± 0,57

curvas de irradiância global geradas pelos quatro piranômetros, para um dia. No quadro I são apresentados os valores das energias com respectivos desvios em relação à energia do piranômetro referência PSP. A constante de calibração utilizada nos cálculos para o piranômetro ESTRELA foi $9.86 \times 10^{-4} \text{ Vm}^2/\text{W}$.

VIII - BIBLIOGRAFIA

- 1-CIMO (Comision de Instrumentos y Metodos de Observacion, OMM). 1987. "Buenos Aires", Serviço Meteorológico Nacional da Argentina, 41 pp.
- 2-COULSON, K.L. Solar and terrestrial radiation. New York: AP. 1975.
- 3-ESCOBEDO, J.F., J.L.Souza. Termopilhas de filmes finos por evaporação de metais. I - Metodologia. Anais VIII CONGRESSO IBÉRICO DE ENERGIA SOLAR - VIGO/ESPANHA, p.3-8, 1994.
- 4-FROHLICH, C., LONDON, J. Revised instruction manual on radiation instruments and measurements of radiation and sunshine. WORLD CLIMATE RESEARCH PROGRAMME, publications series n° 7, 1986.
- 5-ROBINSON, N. Solar radiation. New York: Elsevier, 1966.
- 6-WMO, 1971. "Guide to Meteorological Instrument and Observing Practices". Geneva, Secretaria of the World Meteorological Organization WMO n° 8.

ABSTRACT

In this paper it is presented the performance of a pyranometer thin film compared to pyranometers EPPLEY PSP and BLACK/WHITE. In the process of checking the EPPLEY it is verified differences in the calibration constants of order of 1.3% for PSP and 6.0% for BLACK/WHITE. The daily variability of the pyranometer studied ranged from -4.4% to 2.0% and the deviation of linearity versus flux density sticced in the interval 2.5% to 2.0%, between 0 to 800 W/m². During the functionality test, the prototype presented precision compared to PSP and superior to BLACK/WHITE.

AGRADECIMENTOS:

Apoio financeiro: FAPESP (92/3686-2); FUNDUNESP (435/92); CNPq (30262/88-0).
Apoio Técnico: Evandro Tadeu da Silva e Dorival de Piere.

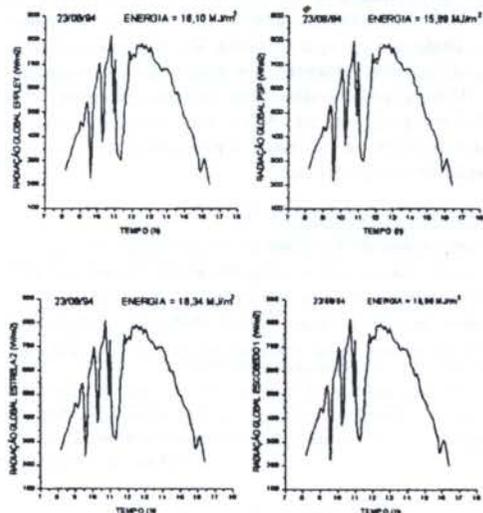


Figura (6): Curvas de irradiância global para o dia 23/08/94.

Os resultados mostram que o PROTÓTIPO é tão preciso quanto o PSP e superior em relação ao modelo ESTRELA. O desvio médio do protótipo 0,92% é inferior aos desvios médios obtidos do PSP e ESTRELA, 1,21%. O coeficiente de variação foi melhor para o PSP sendo de 0,36%, 0,57% para o PROTÓTIPO e 0,95% para o ESTRELA. A amostragem de 21 dias apresentada nesta secção representa apenas uma parcela casual dos dados que estão sendo obtidos diariamente em Botucatu como estudo de ESTABILIDADE dos radiômetros solares de filmes finos.

RESPOSTA DINÂMICA DE SENSORES DE FIO FRIO EM ESCOAMENTOS TURBULENTOS

CRISTIANO L. LOGRADO & ANTONIO C. P. BRASIL JUNIOR

Universidade de Brasília
Departamento de Engenharia Mecânica
70910-900 Brasília - DF

RESUMO

Neste trabalho um estudo sobre os erros de medição da flutuação de temperatura em escoamentos turbulentos, utilizando sensores de fio frio, é apresentado. A simulação numérica do comportamento dinâmico do sensor, modelado pelo balanço térmico no fio, é utilizada. As equações resultantes envolvem o emprego de um modelo estocástico para a geração do sinal turbulento da velocidade do escoamento e da temperatura do fluido. Desta maneira a resposta da medição para casos típicos de escoamentos turbulentos é obtida.

INTRODUÇÃO

A medição de flutuações de temperatura em escoamentos turbulentos é um procedimento experimental ao qual cuidados específicos devem ser observados, evitando assim interpretações físicas errôneas no que diz respeito a turbulência de escoamentos aquecidos. Erros experimentais associados a este tipo de medição induzem erros na determinação do espectro da flutuação de temperatura e portanto na variância do sinal. Estas distorções na medição do campo flutuante estão associadas com a resposta dinâmica do sensor, que por sua vez é influenciada pelas características físicas do sensor (diâmetro do fio, material, etc.), pela velocidade média do escoamento e pelas características da turbulência hidrodinâmica. Situações críticas nas quais as dimensões do sensor são desfavoráveis à medição do campo flutuante podem ser encontradas em diferentes aplicações práticas que envolvem alta temperatura (combustão, escoamento de plasma, etc...). Para estes casos, o estudo dos erros de medição associados, bem como a proposição de funções de correção no espaço de frequência, são fortemente justificados.

A consequência da incerteza experimental na medição de temperatura é avaliada por *Chatwin & Sullivan* (1990) e (1985). Nestes trabalhos são colocadas em questão as qualidades de alguns resultados publicados na literatura, que envolvem medições da variância de campos flutuantes escalares ($\overline{\theta'^2}$) e de fluxos turbulentos ($\overline{u_i \theta'}$). Tais medições são bastante influenciadas pela inércia térmica do sensor. Algumas interpretações apresentadas na literatura envolvendo principalmente escoamentos com alto nível de intermitência, podem ser colocadas em dúvida visto a pouca sensibilidade para o registro de flutuações de escalares, em particular da temperatura. Os trabalhos de *Lecodier et al* (1984) e *Paranthoen et al* (1982), avaliam as diferentes fontes de erro em sensores de fio frio, observando efeitos tais como a inércia térmica, condução de calor no suporte e resolução espacial. Correções da medição baseadas em funções de transferência são propostas por estes autores, reduzindo assim os erros de medição citados.

O efeito da incerteza experimental sobre a medição da flutuação de temperatura levaram alguns autores a tratar o problema do transporte turbulento de escalares via métodos experimentais óticos, não intruzivos, aplicados à medição de concentração de corantes em líquidos (*Bennani*

et al. (1985), por exemplo). Os métodos óticos além de apresentarem uma resposta no tempo mais rápida, dispõem de volumes de medição bem inferiores aqueles disponíveis em métodos intruzivos. Dos resultados obtidos na utilização de tais técnicas conclui-se que um embasamento experimental que permita a proposição de modelos de turbulência mais precisos para correlações que envolvam campos flutuantes, devem necessariamente evoluir no sentido da utilização de sensores rápidos e com pequenos volumes de medida.

Dentro deste contexto, este trabalho pretende apresentar uma metodologia de análise baseada na simulação numérica do comportamento do sensor. São utilizados métodos estocásticos para geração de sinais numéricos característicos do campo turbulento a ser medido, tanto no que concerne a flutuação de temperatura, quanto a turbulência hidrodinâmica. Desta maneira, a resposta do sensor é avaliada permitindo uma interpretação dos erros experimentais envolvidos. O principal objetivo deste trabalho é avaliar, com a metodologia proposta, os efeitos da turbulência hidrodinâmica e térmica na incerteza experimental da medição de flutuação de temperatura.

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

Seja um sensor de medição de temperatura, composto por um fio de diâmetro d e comprimento l , imerso em um escoamento turbulento com velocidade $u(t)$ e temperatura $\theta_\infty(t)$, como mostra a figura. Para efeito da medição da resistência do sensor, uma corrente elétrica I é suprida ao mesmo.



Figura 1: Sensor de Resistência

O balanço térmico no fio resulta na equação diferencial ordinária em primeira ordem dada por:

$$mC \frac{d\theta}{dt} = RI^2 - hA(\theta - \theta_\infty) \quad (1)$$

Nesta equação m , θ e A são respectivamente a massa, a temperatura instantânea e a área exposta do sensor. R é a resistência elétrica do sensor que por sua vez depende da temperatura do mesmo, C o calor específico e h é o coeficiente de troca de calor por convecção, a ser avaliado mais adiante.

A lei de variação da resistência elétrica do fio com a temperatura é dada por:

$$R = R_0(A_0 + A_1\theta) \quad (2)$$

Onde R_0 , A_0 e A_1 são constantes que dependem do material do fio.

A característica estocástica da equação (1) baseia-se no fato de que as variáveis θ_∞ e h são funções aleatórias com variância e média baseadas nas características da turbulência do campo hidrodinâmico e térmico do escoamento. De fato o coeficiente de transferência de calor depende da velocidade instantânea do escoamento. Esta dependência é expressa através da relação empírica proposta por Collins & Williams (1959):

$$Nu = \begin{cases} (.21 + .56 Re^{.45}) \left(\frac{\theta_f}{\theta_\infty}\right)^{.17}, & .02 \leq Re \leq 44 \\ .48 Re^{.51} \left(\frac{\theta_f}{\theta_\infty}\right)^{.17}, & 44 < Re \leq 140 \end{cases}$$

Nesta equação θ_f é a temperatura média entre o fio e o ambiente e Nu e Re os números de Nusselt e Reynolds baseados no diâmetro do fio. Esta expressão é utilizada com sucesso para estudos relativos ao desenvolvimento das técnicas de anemometria de fio quente e sensores de fio frio.

As funções aleatórias de velocidade e temperatura ambiente podem ser decompostas na forma clássica proposta por Reynolds em uma parte média e outra flutuante:

$$u = \bar{u} + u' \quad (3)$$

$$\theta_\infty = \bar{\theta}_\infty + \theta'_\infty \quad (4)$$

Neste caso específico, o operador média pode ser tomado como a média temporal, tal que:

$$\bar{u} = \overline{u(t)} = \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0 + \Delta t} u(t) dt \quad (5)$$

Com Δt maior que o tempo característico da turbulência. Observa-se ainda que os campos flutuantes são variáveis aleatórias de média zero e variância conhecida, sendo que para estes campos são ainda definidas as funções de densidade espectral, na forma:

$$S_u(\omega) = 4 \int_0^\infty R_u(\tau) \cos(\omega\tau) d\tau \quad (6)$$

Onde a função de auto-correlação do sinal (no caso para a velocidade) é dada por:

$$R_u(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} u(t) \cdot u(t + \tau) dt \quad (7)$$

Utiliza-se, neste trabalho, funções de densidade espectral dadas para um escoamento específico, oriundas de análises experimentais disponíveis na literatura, e.g., *Belogey & D. Guyen* (1981).

MODELO ESTOCÁSTICO

Para a simulação do comportamento do sensor através da utilização da equação (1), necessita-se da velocidade e a temperatura instantânea do escoamento. Neste trabalho estes dados são providos por um modelo estocástico, baseado nas características estatísticas destes sinais, levantadas experimentalmente para um dado escoamento. A geração de um sinal estocástico gaussiano, com função de densidade espectral conhecida, é feita através da utilização de modelos de séries estocásticas. Tal metodologia é analisada por diferentes autores (*Shinozuka & Jam* (1972), por exemplo) sendo o sinal proposto como uma série trigonométrica de N termos na forma:

$$u'(t) = \sqrt{2} \sum_{k=1}^N (S_u(\omega_k) \Delta\omega)^{1/2} \cos(\omega'_k t + \phi_k) \quad (8)$$

Esta série é definida dentro de uma faixa de frequência $[\omega_L, \omega_H]$.

Para implementação prática da equação (8), reparte-se de maneira uniforme o domínio de frequência em N sub-intervalos obtendo portanto:

$$\Delta\omega = \frac{1}{N} (\omega_H - \omega_L) \quad (9)$$

e para cada sub-intervalo $k = 1, N$:

$$\omega_k = \omega_L + (k - \frac{1}{2}) \Delta\omega \quad (10)$$

A natureza estocástica do sinal gerado por esta série trigonométrica baseia-se na inclusão de um ponto de controle no sub-intervalo dado por:

$$\omega'_k = \omega_k + \delta\omega_k \quad (11)$$

Onde $\delta\omega_k$ é uma variável aleatória independente escolhida em uma sequência aleatória com distribuição uniforme no intervalo $[-\frac{\Delta\omega}{2}, \frac{\Delta\omega}{2}]$. Impõe-se ainda que o ângulo de fase ϕ_k também é uma variável aleatória de distribuição uniforme, tal que $\phi_k \in [0, 2\pi]$.

A geração numérica dos números aleatórios em distribuições uniformes e gaussianas são feitas utilizando-se os algoritmos propostos por *Press et al.* (1990). Nestes algoritmos é assegurada a obtenção de sequências de amplitude grande o suficiente de maneira a não interferir na característica estatística do sinal.

RESULTADOS

Para efeito de análise, este trabalho utilizará os dados experimentais de *Belogey & N'Guyen* (1981) para uma fonte linear de calor posicionada em uma camada limite turbulenta. Para este experimento são conhecidos os espectros de temperatura e velocidade, avaliados para uma camada limite produzida em túnel de vento com 99 mm de espessura e com uma velocidade exterior de 7 m/s. O sinal de temperatura é proveniente de um sensor posicionado a 7.5 mm da placa a uma distância de 60mm da fonte de calor. Este caso é particularmente interessante de ser analisado devido ao nível de intermitência nesta região da camada limite, tanto sob o ponto de vista térmico quanto hidrodinâmico. Sob o ponto de vista térmico, este escoamento comporta-se de maneira a concentrar o espectro em frequências abaixo de 2 kHz, o que é particularmente conveniente para a simulação numérica via métodos estocásticos.

Para efeito de testes do modelo estocástico de geração de sinais, o espectro de temperatura foi utilizado obtendo-se as

sim um sinal característico mostrado na figura 2. De posse deste sinal, um manipulação numérica foi feita de maneira a determinar seu espectro, via uma metodologia envolvendo algoritmos numéricos de FFT (Press et al.). Uma comparação entre os sinais dado e simulado é mostrada na figura 3. Observa-se uma boa concordância nos resultados gerados pelo método estocástico. As pequenas oscilações no espectro obtido, deve-se a falhas na metodologia numérica de determinação do espectro.

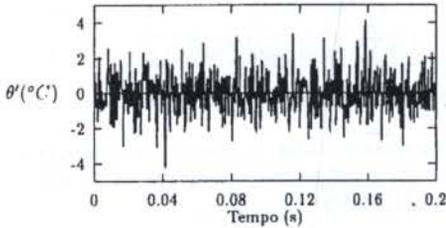


Figura 2 : Sinal típico gerado

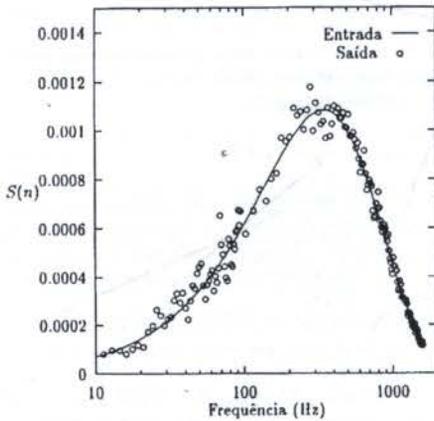


Figura 3 : Teste do modelo estocástico

A partir da geração de sinais usando o método estocástico, a equação (1) é resolvida numericamente via o método de Runge-Kutta de quarta ordem. A solução transiente é obtida para um tempo total de 20 s com intervalo de integração de 2×10^{-4} s, o que permite uma análise em frequência até o limite de 2500 Hz.

Sensores de Níquel e Platina de comprimento 2 mm e diâmetros de 1, 3 e 10 μm foram simulados. Foram utilizadas as velocidades médias do escoamento iguais a 5, 10 e 15 m/s. Apenas a velocidade mais baixa é correspondente ao experimento em questão. Porém variou-se de forma artificial este valor, considerando o mesmo espectro da flutuação de velocidade. Desta maneira foi verificada também a resposta do sensor para velocidades mais altas.

$$\Phi(n) = \frac{S_e(n)}{S_s(n)} \quad (12)$$

método
iente é
de inte-

Na figura 4 apresenta-se os resultados para diferentes diâmetros para um sensor de platina. Observa-se que fenômenos com frequências características até 1 kHz são descritos de forma satisfatória somente com a utilização de sensores com diâmetro inferiores a $1 \mu\text{m}$. Os erros em frequência associados aos sensores maiores invalidam os resultados para a medição do campo fluante.

A figura 5 apresenta os resultados para sensores de platina e níquel, com diâmetros de 1 e $3 \mu\text{m}$. Observa-se que a utilização de sensores de níquel é completamente inadequada aos propósitos do levantamento de sinais turbulentos. Estes sensores, menos custosos, só são adequados ao levantamento de valores médios do campo de velocidade.

Os diferentes resultados para a velocidade média do escoamento são apresentados na figura 6, para um sensor de platina de $3 \mu\text{m}$. Observa-se que para casos onde a velocidade média é mais alta, naturalmente o diâmetro do sensor torna-se adequado para a medição de flutuações de temperatura com mais precisão. Neste caso específico o sensor torna-se adequado para escoamentos com velocidade média de 15 m/s, em uma faixa de frequência de até 120 Hz.

Cabe observar que o pico do espectro de temperatura para este escoamento específico situa-se em torno de 130 Hz, sendo que grande parte da energia total do sinal está contida na faixa de 100 - 1000 Hz. Isto indica que a função de transferência nesta banda deve ser bem próxima a unidade. Nota-se que somente o sensor de $1 \mu\text{m}$ para uma velocidade baixa do escoamento pode, de maneira bastante rudimentar, proporcionar sinais turbulentos de flutuação de temperatura. Isto vem ao encontro do incentivo aos métodos óticos para medição de transporte escalar, como forma de elucidar de forma eficiente a turbulência de escalares passivos.

Os resultados em frequência para os sensores analisados, mostram ainda a necessidade da utilização de possíveis funções de correção do sinal, aplicadas no espaço de frequência, como forma de minimizar os erros associados a este tipo de medição.

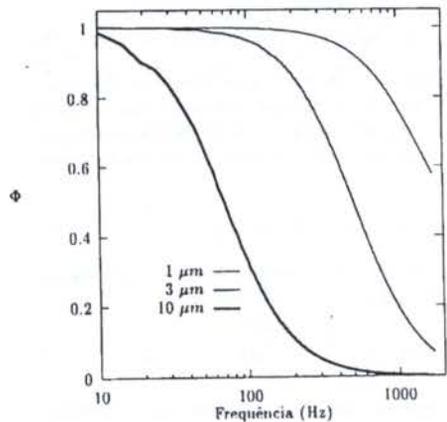


Figura 4 : Função de Transferência para diferentes diâmetros - Material Platina

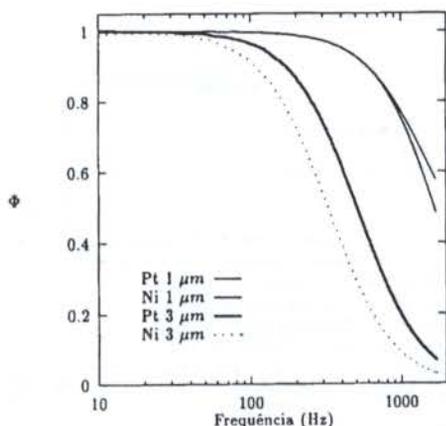


Figura 5 : Função de Transferência para sensores de Platina e Níquel - $\bar{u} = 5 \text{ m/s}$

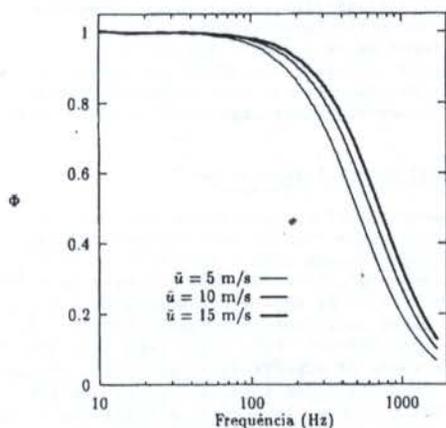


Figura 6 : Função de Transferência para diferentes velocidades do escoamento

CONCLUSÕES

Com base nos resultados obtidos para a simulação do comportamento do sensor pode-se concluir:

- A metodologia baseada na simulação da equação estocástica do balanço térmico do sensor mostra-se como uma técnica que pode ser utilizada com precisão para o estudo de comportamento de sensores em escoamentos turbulentos conhecidos. O tratamento da equação (1) no espaço de frequência parece ser uma boa proposta para a redução do tempo de computação gasto no procedimento de integração no domínio de tempo.

- Sensores de Platina abaixo de $1 \mu\text{m}$ de diâmetro são aconselháveis para a medição de escoamentos turbulentos, com espectros limitados até a faixa de 1200 Hz para velocidades altas (maiores que 5 m/s). Recomenda-se a utilização de correções do sinal devido a inércia térmica (*Lecordier et al.*)

- A pouca sensibilidade sensores de fio frio para altas frequências devem ser levadas em conta, principalmente para regiões de baixa velocidade do escoamento. Para estes casos, os valores medidos das flutuações de temperatura, são mascarados pelos erros devido à inércia do sensor.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho é financiado parcialmente pelo CNPq no projeto nº 300884/92-3 dentro do contexto da simulação e experimentos em escoamentos turbulentos atmosféricos.

BIBLIOGRAFIA

- P.C. CHATWIN & P. J. SULLIVAN (1990); A simple and unifying physical interpretation of scalar fluctuation measurements from many turbulent shear flows, *J. of Fluid Mech.*, 212, 533-556.
- P.C. CHATWIN & P. J. SULLIVAN (1985); Effects of instrumentation and averaging on turbulent diffusion data, Proc. of 5th Symp. on Turbulent Shear Flows, Toulouse (France), 9.1.1-9.1.6.
- J. C. LECODIER, A. DUPONT, P. GAJAN e P. PARATHOEN (1984); Correction of temperature fluctuation measurements using cold wires, *J. Phys. E: Sci. Instrum.*, 17, 307-311.
- P. PARATHOEN, C. PETIT e J. C. LECODIER (1982); The effect of the thermal prong-wire interaction on the response of a cold wire in gaseous flows (air, argon and helium), *J. of Fluid Mech.*, 124, 457-473.
- A. BENNANI, J. N. GENGE e J. MATHIEU (1985); The influence of a Grid-Generated Turbulence on the Development of Chemical Reactions, *AIChE Journal*, 31, 7, 1157-1166.
- D. C. COLLINS & M. J. WILLIAMS (1959); Two-dimensional convection from heated wires at low Reynolds numbers, *J. of Fluid Mech.*, 6, 357-384.
- M. SHINOZUKA & C. M. JAN (1972); Digital Simulation of Random Processes and its applications, *J. of Sound and Vibr.*, 25, 111-128.
- W. H. PRESS, B. P. FLANNERY, S. A. TEUKOLSKY e W. T. VETTERLING (1990); *Numerical Recipes*, Ed. Cambridge Press.
- M. BELOGEY & D. GUYEN (1981); Thermal simulation of ground absorption of pollutants emitted from a elevated sources, *Atm. Environment*, 16, 621-630.

ABSTRACT

In this work a study of the measurements errors for fluctuating temperature in turbulent flow is presented. The sensor analysed here is the cold wire and the study is based in numerical simulations of its dynamical response. The thermal balance in the wire is related to the random velocity and temperature fields of the turbulent flow. A stochastic model is used to describe those input signals, and the integration of the first order non-linear differential equation is obtained as the output, for a typical turbulent flow.

SENSOR DE UMIDADE CAPACITIVO DE ÓXIDO DE ALUMÍNIO ANODIZADO

Evandro Ferreira Passos - Depto. de Física - UFV - Viçosa - MG
José Ângelo de Faria - COLUNI - UFV - MG - Brasil
Gutemberg Pereira Dias - Depto. Eng. Agr. - UFV - MG - Brasil.

RESUMO

O sensor desenvolvido consiste de um capacitor plano em forma de disco, contendo uma placa de alumínio e outra de filme delgado de ouro, obtido mediante evaporação a vácuo. O dielétrico é um filme de óxido de alumínio eletrodepositado sobre a placa de alumínio. Os testes mostraram que a capacitância e a resistência elétrica do sensor variam com a umidade relativa do ar. Verificou-se que a frequência, obtida por meio de um circuito oscilador adequado, varia linearmente com a umidade relativa do ar.

INTRODUÇÃO

Certas restrições podem existir para medir a umidade com fins científicos ou tecnológicos. Em ambientes de pequenas dimensões, requer-se um higrômetro também pequeno, com tempo de resposta suficientemente rápido e precisão compatível com a finalidade a que se destina. Este instrumento, muitas vezes, não se encontra disponível no mercado ou é muito caro.

Com o objetivo de construir um higrômetro capaz de preencher essas características, desenvolveu-se um sensor sólido, capacitivo, tendo como elemento sensível o óxido de alumínio. A grandeza associada à umidade, neste caso, é a capacitância ou resistência elétrica, cujos valores são alterados quando a umidade varia (Pearcy 1989).

Este sensor poderá ser usado, por exemplo, no monitoramento ou no controle de umidade em ambiente fechado, para medidas de umidade à distância por meio de transmissão de ondas eletromagnéticas, em locais preenchidos com grãos, além de inúmeras outras aplicações.

CONFECÇÃO DO ELEMENTO SENSOR

Com ajuda de um torno mecânico, foram cortados, a partir de um tarugo de alumínio, discos de 8 mm de diâmetro e 3 mm de espessura. Uma das faces do disco foi cuidadosamente polida e limpa. Posteriormente, esta face sofreu um processo de anodização para deposição do óxido de alumínio sobre o próprio alumínio. A anodização foi feita em solução de ácido sulfúrico a 10%. Diferentes condições de anodização foram utilizadas, variando-se a densidade de corrente de 0,10 até 0,50 mA/mm², com tempos de anodização de 30 ou 60 minutos. O sensor AN1030 teve corrente de 0,10 mA/mm² e tempo de 30 minutos. O sensor AN4030 teve corrente de 40 mA/mm² e tempo de anodização 30 minutos, e assim por diante.

Após a obtenção da camada de óxido de alumínio, a fase seguinte foi a deposição de um filme fino de ouro sobre a camada de óxido. As pastilhas, mais uma vez, foram submetidas a um processo de limpeza, a seguir foram fixadas em placas de alumínio, em grupos de três, sempre identificadas, e mergulhadas num béquer com tetracloreto de carbono, submetendo-se a um banho de ultra-som por alguns minutos. Depois foram retiradas e secas em estufa, ficando prontas para a metalização. A deposição do ouro deu-se pelo processo de evaporação a vácuo. Foram colocadas três pastilhas

de mesma anodização em cada suporte, num total de 18 pastilhas, na parte interna superior da evaporadora, com as superfícies oxidadas voltadas para baixo, onde deveria ser depositado o ouro.

A evaporação foi realizada a uma pressão de $2 \cdot 10^{-6}$ mbar, e o vapor de ouro, em contato com a superfície das pastilhas, mais fria, condensou-se, formando uma película sobre elas.

O filme de ouro depositado sobre o óxido médio cerca de $4,00 \cdot 10^{-5}$ mm (400 Å) de espessura. Apesar de bastante tênue, esse filme não poderia ser mais espesso, uma vez que ele tem de ser poroso.

MONTAGEM DO ELEMENTO SENSOR

A etapa final da construção dos sensores consistiu em conectar fios às superfícies das placas do capacitor, formado após a deposição do ouro sobre o óxido de alumínio. Na base encontra-se o disco de alumínio e, na superfície superior, o filme de ouro, ambos separados pela camada de óxido de alumínio (dielétrico). Para isso, cada pastilha foi presa sobre um suporte de arame liso e isolado, no ponto de contato com a pastilha, por uma fita de material isolante. Após presa a pastilha, foram preparados dois fios de cobre isolados com teflon, com diâmetro 0,075 mm (0,003 polegadas). Para soldá-los, cada um a uma das placas, usou-se uma minúscula gota de tinta prata, juntando a ponta dos fios com a superfície do ouro e do alumínio, deixando-os em repouso durante 24 horas, para secagem da tinta prata. Assim, obteve-se um capacitor plano de placas paralelas circulares contendo como dielétrico o óxido de alumínio (Al₂O₃). Este capacitor deverá permitir a migração de umidade através do filme de ouro, de forma a manter um equilíbrio entre a umidade ambiente e a água adsorvida nos poros do óxido de alumínio. A Figura 1 mostra um sensor montado sobre o suporte.

Para testar os sensores construiu-se uma câmara de controle de umidade constituída de uma caixa de madeira de 400 mm x 500 mm x 800 mm, cujas superfícies internas foram revestidas de papel alumínio, para evitar absorção ou liberação d'água pela madeira para o interior desta caixa. A face dianteira da caixa era uma porta de madeira com vidro, tendo sido usada borracha nas laterais, de forma a garantir uma boa vedação. A câmara continha também uma prateleira vazada, colocada a 200 mm de altura, onde eram colocados o sensor e o higrômetro de referência. No interior da câmara de

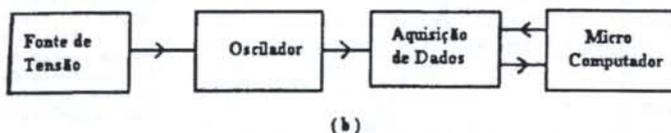
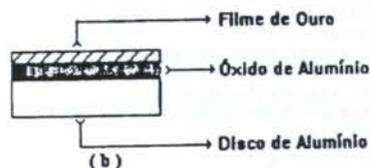
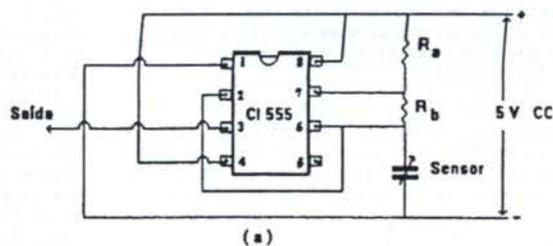
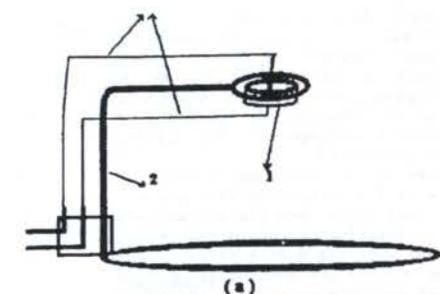


Figura 1: a) Sensor (1) fixado no suporte (2) e fios conectores (3). b) Detalhe do sensor em corte vertical.

Figura 2: a) Circuito oscilador. b) Esquema do sistema de medidas automatizado.

umidade foi fixada uma ventoinha para homogeneização do ar, cuja rotação era obtida por meio de uma manivela externa de acionamento manual.

O sensor, conectado a um faradímetro, foi introduzido no interior da caixa juntamente com um higrômetro. Leituras da umidade relativa e da capacitância do sensor eram feitas simultaneamente e anotadas para posterior análise.

Considerando que a medição de frequências, por meio de frequencímetros, é mais corriqueira em laboratórios do que a leitura direta de capacitância, montou-se um circuito oscilador, tendo como elemento variável a capacitância do sensor. O oscilador, composto de um circuito integrado (CI555), duas resistências fixas e o capacitor (sensor), fornecia como saída uma frequência que variava inversamente com a capacitância do sensor. O diagrama do circuito está mostrado na Figura 2.

O circuito foi alimentado com uma tensão contínua de 5,0 V, por meio de uma fonte estabilizada de tensão marca Daver, modelo FCC3010D. A saída do circuito foi conectada a uma aquisição de dados HP modelo 3421A, a qual estava acoplada a um micro computador compatível IBM-PC-XT, que controlava a aquisição e registrava os dados. A montagem experimental automatizada está mostrada na Figura 2(b).

O sistema foi programado para registrar 20 leituras, com intervalos iguais de 120 segundos em treze registros consecutivos. O sensor foi colocado na caixa de madeira, juntamente com o higrômetro de referência, marca SOAR HT-150, digital, de fabricação japonesa. Por meio de um fio duplo, fino e flexível o suficiente para não comprometer o vedamento da câmara, o sensor foi conectado ao circuito oscilador. Esta montagem foi utilizada na determinação do tempo de resposta do sensor.

Para medir a resistência do sensor, o faradímetro foi substituído pelo ohmímetro. Todavia, obteve-se resultado com apenas um dos sensores, pois as resistências dos sensores tinham valor muito elevado, não sendo possível medi-las com os ohmímetros disponíveis, que forneciam leituras de no máximo 20 M Ω . Apenas um dos sensores apresentou resistência elétrica na faixa de 100 a 800 M Ω , sendo seu valor avaliado indiretamente. Ligou-se um resistor de 12,06 M Ω em paralelo com o sensor e mediu-se a resistência equivalente do circuito com o ohmímetro disponível.

CARACTERIZAÇÃO DO SENSOR

As medidas de capacitância em função do teor de umidade mostraram que, para variações de umidade relativa de 30 a 90%, os sensores tiveram sua capacitância multiplicada por fatores entre dois e quatro. A sensibilidade dos sensores aumenta com a umidade relativa, fato este confirmado com os dados encontrados na literatura (Nahar et al, 1983).

Para o sensor da Figura 3, por exemplo, a função que melhor representa os pontos é a função exponencial $y = 0,0147 * \exp(0,02584x)$, sendo y a capacitância e x a umidade, com coeficiente de correlação de 0,9960. Esse sensor apresenta uma variação de 25 pF para cada variação de 1,0% na umidade relativa ambiente, em média.

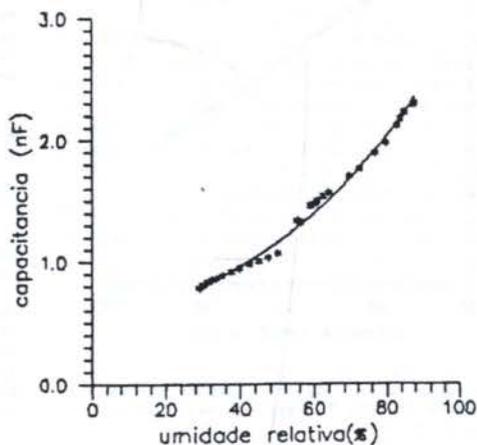


Figura 3: Gráfico da capacitância em função da umidade relativa para o sensor AN1030. Temperatura média do experimento de cerca de 25°C.

A resistência elétrica é outra grandeza do sensor que varia em função da umidade relativa, porém, neste caso, seu valor diminui quando a umidade relativa aumenta. A Figura 4 mostra a variação

da resistência elétrica em função do teor de umidade. A curva que melhor se ajusta aos dados experimentais é uma função logarítmica. Estes resultados estão de acordo com aqueles encontrados na literatura para sensores similares (Jason 1965), (Khanna e Nahar 1986).

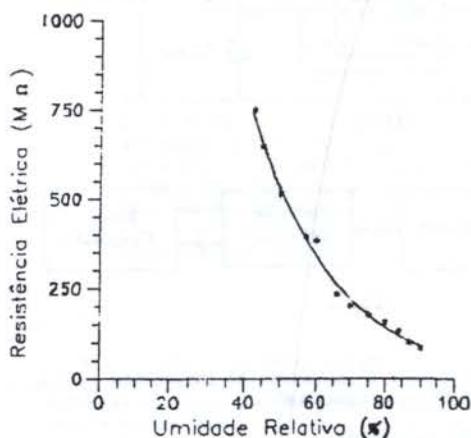


Figura 4: Gráfico da resistência elétrica em função da umidade relativa para o sensor AN4030.

A frequência fornecida pelo circuito oscilador, em função da umidade no interior da câmara, é mostrada na Figura 5 para o sensor AN1030. A equação que melhor representa os dados experimentais é $y = -70,157x + 11293$, com um coeficiente de correlação de 0,9976.

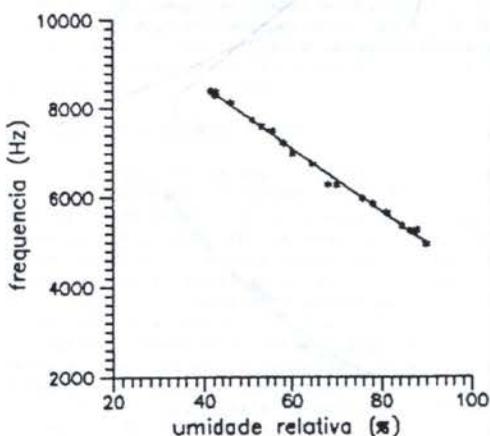


Figura 5: Frequência em função da umidade relativa para o sensor AN1030. Temperatura média do experimento de 28°C.

O fato de os pontos estarem alinhados pode parecer inesperado, pois a frequência gerada pelo circuito oscilador varia com o inverso da capacitância e esta, exponencialmente com a umidade. Assim, poder-se-ia esperar que a frequência variasse com o inverso da exponencial da umidade, o que daria em princípio uma curva, e não uma reta como a obtida.

Pode-se explicar a linearidade da Figura 5

lembrando que o sensor não é um elemento puramente capacitivo. Como já mencionado, além da capacitância, o sensor apresenta resistência elétrica que também varia em função da umidade relativa. Enquanto a capacitância cresce com o aumento da umidade, a resistência do sensor decresce, de forma que tais variações tendem a se compensar, implicando menor alteração do produto RC.

Cabe registrar que os resultados apresentados nas figuras de nº 3 a 5 foram obtidos com a câmara de umidade controlada. Uma elevada umidade era estabelecida no interior da câmara colocando-se um recipiente com água bem quente em seu interior. A redução da umidade até o valor da umidade ambiente era obtida mediante sucessivas aberturas da porta da câmara. Para reduzir ainda mais a umidade, um recipiente com sílica-gel seca era introduzido no interior da câmara.

A Figura 6 mostra a capacitância de um sensor em função da hora em que a medida foi realizada, num teste de campo. Em virtude das diferentes escalas, a umidade relativa correspondente tem como referência o eixo da direita.

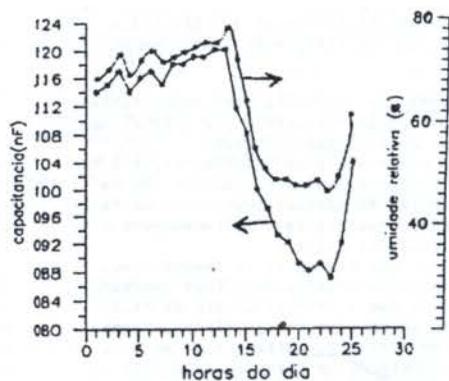


Figura 6: Gráfico da capacitância e da umidade relativa - obtida com psicrômetro aspirado, em função da hora sequencial de leitura, para o sensor AN4030.

Pode-se notar uma grande semelhança entre as curvas. A temperatura ambiente máxima durante o teste foi de 27,2°C, e a mínima, de 18,8°C.

TEMPO DE RESPOSTA E CONSTANTE DE TEMPO

Para se obter o tempo de resposta, fez-se uso do gráfico da frequência em função do tempo, com uma variação brusca da umidade relativa do ar.

Para uma variação brusca decrescente da umidade, tem-se um crescimento da frequência fornecida pelo circuito oscilador, Figura 7. O intervalo de tempo entre os valores extremos de frequência foi de cerca de 20 segundos - tempo de resposta. A constante de tempo foi de 2,5 segundos para este sensor.

O tempo de resposta encontrado é superior ao encontrado por Lai e Hidy (1968), que registraram tempos de resposta da ordem de alguns décimos de segundo. É bom salientar que estes pesquisadores trabalharam com sensores de dimensões menores e utilizaram jatos de ar seco ou de vapor, em convecção forçada, para obterem uma redução ou aumento na umidade relativa. De qualquer forma, o tempo de resposta obtido é menor que o de vários medidores de umidade de uso corrente.

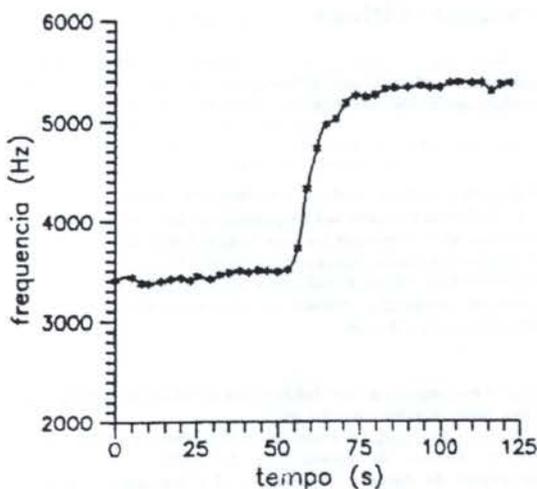


Figura 7: Gráfico da frequência em função do tempo para o sensor AN1030, sob variação brusca da umidade de 90 para 53,7 %.

COMENTÁRIOS FINAIS

A densidade de corrente que mostrou melhores resultados foi a de $0,10 \text{ mA/mm}^2$, com um tempo de anodização de 30 minutos (AN1030).

Apesar de se indicar neste trabalho que os melhores sensores ocorreram nas condições de anodização mencionadas, recomenda-se buscar efetiva otimização das condições de anodização, não apenas mediante estudo do comportamento dos sensores obtidos, mas também mediante caracterização das propriedades físicas dos filmes de óxido produzidos.

O sensor desenvolvido apresentou, em relação a vários instrumentos tradicionais, como, por exemplo, higrômetros de fio de cabelo e psicrômetros, algumas vantagens que merecem ser destacadas: maior sensibilidade, menor tempo de resposta, pequenas dimensões e baixo custo, além, naturalmente, da facilidade de registro e processamento do sinal elétrico fornecido pelo sensor.

Cabe registrar que, segundo Jason (1965), a escolha da densidade de corrente é arbitrária, mas acima de $0,50 \text{ mA/mm}^2$, a camada de óxido tende a se lascar. Isso explica porque todos os sensores fabricados com esta densidade de corrente apresentaram curto-circuito.

De maneira semelhante, o sensor AN4030, feito com densidade de corrente $0,40 \text{ mA/mm}^2$ pode ter sofrido algum dano na camada de óxido, pois apresentou capacitância maior que a prevista.

Considerando-se que a medida de frequência é mais comum em laboratórios, estudou-se o uso do sensor acoplado a um circuito oscilador. Os resultados obtidos mostraram linearidade da frequência em função da umidade relativa, o que facilita a calibração do sensor e a construção de um instrumento digital.

REFERÊNCIAS

* Jason, A.C., "Some properties and limitations of the aluminium oxide hygrometer", in: WEXLER, A. ed., *Humidity and moisture measurement and control in science and industry*, Vol. 1, pp. 372-390, New York, 1965.

* Khauna, V.K. & Nahar, R.K., "Carrier-transfer mechanisms of Al_2O_3 sensors for low and high humidities", *J. Appl. Phys.* Vol. 19, pp 141-145, 1986.

* Lai, J.R. & Hidy, G.M., "Microsensor for measuring humidity", *Rev. Sci. Instrument.*, 38, pp 1197-1203, 1968.

* Nahar, R.D., Khauna, V.K., Khokle, W.S., "On the origin of the humidity-sensitive electrical properties of porous aluminium oxide", *J. Appl. Phys.*, Vol. 17, pp 2087-2095, 1984.

* Pearcy, R.W., Ehleringer, J.R., Mooney, H.A., Rundel, P.W., "*Plant physiological ecology, field methods and instrumentation*", 442 p, British Library, London, 1989.

ABSTRACT

The humidity-sensitive electrical properties of porous Al_2O_3 films makes them attractive for applications as humidity sensors. Discs of aluminium were anodized in an electrolytic cell and the porous Al_2O_3 films were overlaid with a thin film of gold deposited by evaporation. The sensor consists of the porous film sandwiched between Al (bottom) and Au (top) electrodes. The capacitance and the resistance of the sensor are measured as a function of relative humidity, for different Al_2O_3 film growth parameters. The sensor was used in an oscillating electronic circuit that presented a linear relationship between frequency and humidity.

Sistema de Integração de Instrumentos Virtuais

J. Norberto Pires - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Coimbra, Portugal
Francisco J.A. Cardoso - Departamento de Física, Universidade de Coimbra, Portugal

Resumo

Neste artigo aborda-se a metodologia a seguir na realização de Instrumentos Virtuais de elevada performance, dando particular ênfase ao *software* do Sistema de Instrumentação Virtual (SIV). Define-se a arquitectura adoptada para o sistema, que se pode caracterizar por uma estrutura modular e distribuída para tempo real, constituída por uma estação UNIX de elevada performance, para definição dos instrumentos virtuais e visualização de resultados, ligada por rede local *Ethernet* a um sistema objecto distribuído, modular e aberto que realiza os instrumentos. Esse sistema é realizado sobre o bus VME, com uma placa CPU *Master* - com funções de gestão, distribuição funcional e integração - baseada no microprocessador MC68040, a correr *WxWorks*, e vários módulos *slave* específicos apropriados a cada aplicação.

1. INTRODUÇÃO

Tem-se assistido recentemente a um grande desenvolvimento e especialização da instrumentação electrónica colocada ao serviço das mais variadas áreas da actividade humana (científica, industrial, militar, etc.), como consequência da crescente complexidade e profundidade dos assuntos estudados. O resultado foi a proliferação de instrumentos dedicados e específicos, aos quais os fabricantes pretendem dar alguma flexibilidade através da introdução de microprocessadores. Traduz-se essencialmente por capacidades de reconfiguração, permitindo a utilização do instrumento em várias situações particulares, com exigências próprias. É o conceito de flexibilidade, ao nível da utilização e da configuração, que está na base deste trabalho.

Instrumentos que se baseiam num *hardware* genérico, e cujas características são essencialmente definidas por *software*, recorrendo-se a um ambiente gráfico para a sua definição, visualização e análise dos resultados obtidos, denominam-se Instrumentos Virtuais. Um Instrumento Virtual (IV) é um instrumento que não existe fisicamente, daí o nome de virtual, mas que pode ser definido, ou redefinido, facilmente em qualquer altura (Santori 1990). A ideia é a de definir um suporte de *hardware*, a sua arquitectura, capaz de suportar os instrumentos em que estamos interessados.

Ao longo do artigo será definido o conceito de Instrumento Virtual, bem como sustentada a arquitectura escolhida para o implementar já apresentada em (Marques 1992). O objectivo específico é o de definir, em termos de *hardware*, *software* e comunicações, o módulo integrador citado no referido trabalho.

2. SISTEMA DE INSTRUMENTAÇÃO VIRTUAL

2.1 - Conceito de Instrumento Virtual. Um instrumento é, de uma maneira geral, uma associação de pequenos instrumentos individuais (denominados instrumentos elementares) com funções específicas e bem definidas, em que a saída de um é a entrada do seguinte. Um Instrumento Virtual é um instrumento cujas funções básicas e capacidades são definidas por *software*. É necessário, portanto, identificar com exactidão as funções básicas a desempenhar (instrumentos individuais), agrupando-os em 3 níveis distintos: Aquisição, Análise e Saída. Esta potencialidade resulta da introdução da ideia de Instrumentação como uma hierarquia de Instrumentos Virtuais, na qual todos os Instrumentos Virtuais de um determinado nível hierárquico têm o mesmo tipo de construção. A definição de instrumentos deve ser feita recorrendo a uma linguagem gráfica (Shu 1985), com a qual o utilizador define um instrumento como provavelmente o faria com papel e lápis, ou seja, usando um diagrama de blocos. Define-se, desta forma, um instrumento interligando blocos, cada um representando um Instrumento Virtual dentro de três níveis funcionais distintos:

Nível 1 - Aquisição de Dados. Neste nível encontram-se os instrumentos de controlo do *hardware*, seja ele baseado no bus do *Macintosh*, do PC ou no bus VME/VXI, das comunicações, RS232-422-485 ou GPIB, *Ethernet*, ..., e da aquisição de dados: aquisição analógica, digital e controlo de contadores e *timers*.

Nível 2 - Análise de dados. Neste nível encontram-se os instrumentos com funções de *DSP*, como o gerador de sinais, filtro digital, análise

em tempo e em frequência, com funções estatísticas, como a estatística descritiva, *fitting*, álgebra matricial, etc.

Nível 3 - Saída de Dados. Os instrumentos implementados neste nível incluem as funções de apresentação de dados, cor, etc, de armazenamento de dados e apresentação dos resultados, como a impressão, a organização de relatórios, os ficheiros ASCII e binários, etc.

2.2 - Sistemas Actuais. Os sistemas de instrumentação actualmente existentes no mercado podem ser classificados em três grupos principais:

1. Placas de aquisição, análise e controlo para PC. Existem no mercado da especialidade inúmeras placas de vários fabricantes, concebidas para os diferentes tipos de Computadores Pessoais. Estas placas podem ser dedicadas ou não, existindo, portanto, placas com funções únicas e placas com várias funções, sejam elas de *DSP* (*Digital Signal Processing*), conversão A/D (Analógico-Digital) e D/A (Digital-Analógico), entradas e saídas (I/O) digitais, contadores e *timers* (temporizadores digitais programáveis).

2. Sistemas de aquisição, análise e controlo, modulares e fechados. Este tipo de sistemas são apresentados pelos fabricantes como soluções expansíveis, para as quais oferecem vários módulos opcionais, não permitindo, geralmente, qualquer tipo de desenvolvimento por parte do utilizador. São essencialmente sistemas baseados num *bus* próprio do fabricante, não divulgado, com um *interface* próprio ou *standard* (Pires 1993).

3. Sistemas de aquisição, análise e controlo, modulares e abertos. Neste grupo estão os sistemas baseados num *bus standard*, perfeitamente definido e disponível, como o VME ou o VXI, com um *interface* próprio do fabricante ou *standard*.

Com estes sistemas, os fabricantes costumam apresentar *software* que permite construir aplicações adaptadas a cada utilizador, possibilitando-lhe uma eficiente e completa exploração do seu *hardware*; existem no mercado inúmeras ferramentas deste tipo, algumas sob a forma de objectos que podem ser incluídos em ambientes de programação muito diversos (Pascal, C/C++, Basic, ...).

2.3 - Arquitectura do Sistema de Instrumentação Virtual. Na fig. 1 é apresentada a base de *hardware* concebida para suportar os instrumentos virtuais, designado por Sistema de Instrumentação Virtual (SIV). O objectivo é o de construir um sistema de elevada eficiência que suporte o desenvolvimento de IV, preferencialmente dentro das áreas do controlo, análise e teste em tempo real. A abordagem de multitarefa (multi-IV) que pretendemos fazer, garantida pelo sistema operativo (*WxWorks*) e pelo *software* de aplicação, aponta claramente para um sistema distribuído. A opção por um sistema modular é também clara, se atendermos ao seguinte:

1. Não é possível definir *hardware* tão genérico que suporte todos os instrumentos actuais e futuros. O sistema deve possibilitar a definição de novos instrumentos através da integração de novos desenvolvimentos de *hardware*.

2. A evolução contínua e rápida da electrónica permite constantes melhoramentos do *hardware*, traduzindo-se pela possibilidade de definição de instrumentos mais eficientes. O sistema tem que

possibilitar a substituição dos módulos por versões mais actualizadas e eficientes.

3. Um sistema deste tipo pode ser usado por pessoas das mais variadas áreas, em aplicações com especificidades e graus de exigência diferentes. Este facto exige a possibilidade de várias configurações de *hardware*, à medida do utilizador e da aplicação.

A modularidade surge, assim, como uma exigência imposta naturalmente pelos objectivos que se pretendem atingir.

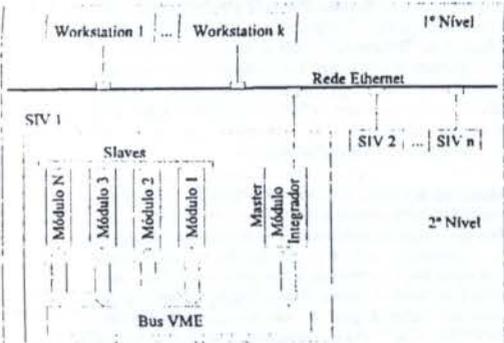


Figura 1 - Arquitectura geral alargada do SIV.

O meio de comunicação entre os vários módulos, suporte do sistema distribuído, é o *bus VME*.

Para a definição dos instrumentos, bem como para a apresentação gráfica dos resultados, é usada uma estação gráfica com sistema de operação UNIX ligada ao SIV por *Ethernet*. A rede *Ethernet* garante comunicações com o nível de *performance* necessário para a realização dessas operações (Pires 1994). A utilização de um sistema gráfico baseado no sistema de operação UNIX justifica-se por razões de *performance*, qualidade gráfica e capacidade de multitarefa, permitindo o uso simultâneo de vários instrumentos. [Nota. Este trabalho foi iniciado em 1991. Na altura, ainda não estava disponível a tecnologia *Pentium*, *PowerPC* ou *Alpha* e ainda não existiam as ferramentas de desenvolvimento e compilação cruzada para o sistema operativo *WxWorks* sob plataforma *Windows* ou *IXIS*. Hoje a estação de desenvolvimento seria provavelmente um *PC Pentium*, um *PC PowerPC* ou um *PC Alpha* com o *WxWorks* para *Windows*, que é uma solução claramente mais barata e de comparável *performance* (Pires e J.M.G. Sá da Costa 1995)].

As características dos módulos *slaves* e do módulo *master* são espostas de seguida:

Módulos *slaves*. Genericamente serão módulos de características A32, D32, SEQ e *interrupt-requesters*, usando qualquer uma das linhas de interrupção, de maneira a possibilitar vários esquemas de arbitragem. O interface com *bus VME* é feito através de *buffers* de leitura e de escrita, nos quais serão colocados os comandos do *master* e os resultados da execução desses comandos, que podem ser *FIFO* ou *Dual-Ported RAM*.

Módulo *master*. O módulo *master* do SIV é responsável pela gestão dos IV. As operações que lhe estão atribuídas são:

a) Gestão das comunicações com a rede *Ethernet*: os *frames* de definição dos IV, provenientes da EGDIV (Estação Gráfica de Definição de Instrumentos Virtuais), devem ser interpretados e tratados, originando novos processos cuja execução é também controlada; Os resultados devem ser estruturados em *frames* e disponibilizados para leitura via rede *Ethernet*.

b) Gestão de processos: a função principal é a definição dos processos que suportam um IV, nomeadamente o controlo da sua execução, através da alteração da sua hierarquia e estado (*running*, *ready* ou *blocked*), bem como terminar (*kill*) processos.

c) Controlo do *bus*: o *master* reúne todas as funções de controlador do sistema, incluindo as funções de arbitragem do *bus*, *interrupt-handler*, *bus-requester* e *bus timer*.

Assim, o módulo *master* é do tipo A32, D32 e SEQ. Não há necessidade de introduzir transferências de 64 bits, que obrigariam a multiplexar o *bus* de dados e o *bus* de endereços. As transferências de 32 bits, que podem ter taxas na ordem dos 40 Mbps, garantem largamente as exigências do SIV. Tendo em conta estas características, optou-se pela placa de CPU SYS68K/CPU.40 fabricada pela *Force*

Computers, que é uma placa de CPU de alta *performance* baseada no microprocessador *Motorola 68040* a 33Mhz (SYS68K/CPU40 1990).

3. SOFTWARE DE GESTÃO DOS IV

Os IV são programas que correm sobre esse *hardware*, de acordo com regras de *scheduling*, partilha de recursos comuns e gestão temporal bem definidos. No *software* de realização de Instrumentos Virtuais distinguem-se dois níveis distintos, para além do sistema operativo que reside na parte mais baixa da memória:

1. **Software de aplicação propriamente dito.** É constituído pelo código dos IV, cada um formando um processo. Esse código é essencialmente gerado na EGDIV, reservando-se para o SIV a tarefa de parametrizar esses comandos com endereços, zonas de memória, definição de mensagens, etc, de acordo com critérios bem definidos.

2. **Gestão das aplicações.** Neste nível, colocado em memória imediatamente acima do sistema operativo, actua-se ao nível do sistema operativo, nomeadamente com o *Scheduler* e com a gestão de interrupções. Estas podem ter duas origens principais: Módulos *Slaves* e Comunicação sobre a rede *Ethernet*.

No SIV, cada processo (IV) tem de terminar dentro de um espaço de tempo pré-definido (*deadline*). Se qualquer um dos processos não termina nesse intervalo de tempo, então dizemos que o SIV falhou. O objectivo é definir tempos de resposta mínimos que possam ser garantidos pelo SIV (Leinbaugh 1980)(Zhao et al 1987a,b). Esses tempos de resposta dependem obviamente do número de processos existentes. É necessário, portanto, decidir se os pedidos de constituição de novos processos, que continuam a chegar aleatoriamente, podem ser atendidos satisfazendo as suas próprias restrições temporais, bem como as dos processos já constituídos. Este problema foi tratado em Zhao et al (1987a,b). Utiliza-se um algoritmo de *Scheduling* com prioridades dinâmicas (Zhao et al 1987a,b)(Hyman 1991), alterando a prioridade dos vários processos (IV) de acordo com os *deadlines* respectivos, atribuindo maior prioridade às rotinas de pré-processamento (*handler*) de interrupções e comunicação sobre a *Ethernet*.

3.1. **Tempos de resposta (mínimos) garantidos.** Os processos em que estamos interessados, que realizam os IV, têm as seguintes características fundamentais:

1. Cada processo é constituído por uma série de comandos (segmentos) que são executados por ordem.

2. Os processos usam recursos comuns, como por exemplo os módulos do SIV, zonas de memória e estruturas de dados, etc.

3. O acesso a esses recursos comuns pode ser feito em modo exclusivo utilizando o conceito de região crítica. De uma maneira geral, um recurso comum pode ser usado no já referido modo exclusivo ou em modo partilhado, no qual vários processos podem usar simultaneamente o recurso.

4. Cada processo tem um determinado limite de tempo para ser executado (*deadline*). Esse tempo deve ser garantido pelo *Scheduler*. Chama-se *Tempo Garantido do processo i* (TG_i) ao tempo que decorre desde o início do processo até à sua execução completa.

Tendo em conta estas características, é possível calcular o TG de determinado processo.

3.1.1 - **Cálculo de TG.** O cálculo de TG, para cada processo, depende dos seguintes factores:

1) O tempo máximo de CPU requerido por cada segmento; 2) O tempo máximo de acesso a um recurso: aqui interessam os recursos externos ao módulo *master*, aos quais se pode chamar dispositivos periféricos, como os módulos *slave*, eventual unidade de memória de massa, etc; 3) Existência de regiões críticas, ou seja, recursos usados em modo exclusivo. O recurso é reservado antes de o segmento que o usa ser executado, sendo imediatamente libertado no fim desse segmento. Não se admitem regiões críticas que se estendam a mais que um segmento.

O tratamento dos processos, realizado pelo *Scheduler*, deve obedecer às seguintes regras:

1) Segmentos que usam recursos comuns são prioritários; 2) Se a determinada altura existem somente segmentos que não usam recursos, segmentos simples, então o *Scheduling* é feito tendo em conta a cadência de cada processo para os segmentos simples (CSS); 3) O acesso a dispositivos periféricos é feito segundo um critério do tipo FCFS (*First Come First Served*). Notar que o acesso a um módulo *slave* é feito através de memórias FIFO, que realizam esse critério; 4) Um segmento pode usar vários recursos. A reserva dos recursos é feita simultaneamente. O objectivo é evitar que o processo fique bloqueado por impossibilidade de acesso a um dos recursos (*deadlock*). Se existe

mais do que um pedido de reserva para o mesmo recurso, operações P(-)Down de Dijkstra (Tanenbaum 1987) distintas, é atendido o primeiro a chegar.

O Tempo de Processamento TP_i de cada processo depende de eventuais entradas no estado BLK (processo bloqueado) e do atraso provocado por outros processos (com CSS_i maiores); deve ser calculado separadamente, nas piores condições de funcionamento:

$$TP_i = TTR_i + TTD_i + TTS_i/CSS_i + A_i \quad (1)$$

em que TTR_i é o tempo total necessário para segmentos que usam recursos, TTD_i é o tempo total necessário para segmentos que usam dispositivos periféricos, TTS_i/CSS_i é o tempo total necessário para segmentos simples à cadência CSS_i , e A_i é o tempo total perdido por atrasos provocados por outros processos e por entradas no estado BLK. Todos estes tempos são calculados nas piores condições de funcionamento. Um processo pode ser bloqueado ou atrasado nos seguintes casos:

1) O processo está num segmento simples enquanto outro processo usa a CPU, porque está num segmento que usa recursos - estes geralmente têm prioridade; 2) O processo precisa de aceder a um dispositivo que está a ser usado por outro processo; 3) O processo pretende iniciar um segmento que usa recursos que estão a ser utilizados. A reserva do recurso, operação P(), não é concedida, entrando o processo no estado BLK; 4) O processo está num segmento que usa recursos, existindo outros processos activos em segmentos para outros recursos.

De uma maneira geral, os processos, porque eventualmente usam dispositivos e recursos idênticos, podem bloquear ou atrasar os outros processos, isto é, o tempo de execução do processo i é afectado pela existência de outros processos. Essa é a razão pela qual existe a componente A_i em (1). Sendo assim, o acesso a um recurso ou dispositivo (esta distinção é feita em termos funcionais, embora os recursos e os dispositivos sejam tratadas da mesma forma) é constituído por duas componentes temporais distintas: tempo de CPU necessário e atrasos do tipo 2) e 3) anteriores, que se referem à interferência de outros processos.

Potencialmente, um processo j pode ser executado $\left(\frac{TG_i}{TG_j} + 1\right)$ vezes no tempo de execução do processo i . O atraso total é então,

$$A_i = \sum_{j \neq i} TTR_j \left[\frac{TG_i}{TG_j} + 1 \right] + ADR_i \quad (2)$$

em que $ADR_i = AD_i + AR_i$. Tendo em conta estas considerações tem-se,

$$TG_i = TP_i = TTR_i + TTD_i + TTS_i/CSS_i + A_i \quad (3)$$

com $\sum_i CSS_i \leq 1$. Os vários TG_i mínimos podem ser calculados estabelecendo as relações de proporcionalidade entre eles, recorrendo-se a uma variável Ψ para definir os vários conjuntos de TG_i . Estas relações de proporcionalidade especificam as velocidades relativas de execução dos vários processos

$$[TG_i] = \Psi \cdot [TG_{i,relativo}] \quad (i = 1 \dots n) \quad (4)$$

Para que um determinado conjunto seja solução, é necessário que $\sum_i CSS_i \leq 1$. Este somatório é decrescente com Ψ em primeiro grau, pelo que podemos usar Ψ como parâmetro para determinar um conjunto de TG_i , para o qual $\sum_i CSS_i$ seja o mais próximo de 1 possível (sem exceder). Até agora tem-se considerado um sistema operativo ideal, isto é, cujas operações são executadas em intervalos de tempo que podemos desprezar. As operações de início de processo, início de novo segmento, pedido de dispositivo, pré-processamento de interrupções e sincronização por operações P(-)Down e V(-)Up de Dijkstra, necessitam de intervalos de tempos que devem ser considerados e adicionados aos tempos totais definidos anteriormente. Para além disso, também o timer de alta precisão do Scheduler necessita de algum tempo para, em particular, fazer o context switch.

Estes custos temporais denominam-se *overheads* temporais do sistema. Introduzindo os *overheads* em (9) e usando (4), tem-se

$$CSS_i = \frac{TTN_i}{\Psi \cdot TG_{i,relativo} - TTR_i \& O_i - TTD_i \& M_i - B\&O_i - T\&O_i} \quad (5)$$

em que, O_i é o *overhead* adicionado aos tempos totais definidos anteriormente, M_i é o *overhead* máximo para dispositivos periféricos (essencialmente igual ao tempo de insensibilidade a interrupções vezes o número de acessos a dispositivos no processo i), $B\&O_i$ é atraso total (incluindo *overheads*) por influência de outros processos e $T\&O_i$ é o intervalo de tempo (incluindo *overheads*) que pode ser usado na gestão de interrupções do timer (Scheduling) durante a execução do processo i . Neste intervalo de tempo devemos incluir o atraso provocado pelo pré-processamento da interrupção da *Ethernet*, que pode ser considerada uma operação interna do scheduler.

3.2 - Constituição de um schedule. O número de processos, o seu tipo e as respectivas restrições temporais não são estáticas no tempo, isto é, de forma aleatória e continua chegam pedidos de constituição de novos processos (IV). O problema aqui é o de decidir se determinado processo pode ser constituído, garantindo o seu próprio *deadline*, bem como os dos outros processos existentes. A organização temporal desse conjunto de processos, sobre a qual se vai debruçar o scheduler, chama-se *schedule* (Zhao et al 1987a,b). Devemos determinar se com o novo *schedule*, resultado da introdução de um novo processo, é possível garantir as exigências temporais de todos os processos existentes. Nesse caso, o *schedule* diz-se exequível. Os processos apresentam os seguintes parâmetros característicos:

1) Tempo de processamento, $T_j > 0$; 2) *Deadline*, DL_j ; 3) Necessidade de recursos, $R_j = (R_j(1), R_j(2), \dots, R_j(r))$ em que, r é o número de recursos, $R_j(i) = 0$ se P_j não necessita do recurso R_j , $R_j(i) = 1$ se P_j necessita R_j em modo partilhado e $R_j(i) = 2$ se P_j necessita de R_j em modo exclusivo.

Um *schedule* S consiste num conjunto de fatias temporais F_k ($k=1, \dots, NF$), em que NF é o número de fatias de S . A uma determinada fatia F_k está associado um instante inicial IIF_k , um comprimento temporal DF_k e um subconjunto de processos que podem correr durante essa fatia de tempo, isto é, desde IIF_k a $IIF_k + DF_k$. Concretamente, uma fatia temporal é um vector de dimensão r (n° de recursos), cujo elemento de ordem i informa qual o processo que usa o recurso R_i e em que modo. Dado um determinado conjunto de n processos, dizemos que um *schedule* está completo se, para todos os valores de $j=1, \dots, n$,

$$T_j \leq \left(\sum_{P_i \in S_j} DF_i \right) - \delta \cdot K_j \quad (6)$$

em que K_j é o número de vezes que P_j é bloqueado para dar lugar a outro processo (*Preemptive Scheduling*) e δ o *overhead* relativo ao tempo de troca (*Switching*) de contexto.

Dizemos que um *schedule* é exequível se, $\max(IIF_k + DF_k : P_j \in S_k) \leq DL_j$, isto é, se a última fatia temporal contendo P_j termina antes do *deadline* de P_j . Pretende-se determinar um *schedule* exequível e completo para os processos existentes, isto é, identificar uma sequência de fatias na qual seja possível garantir o *deadline* de todos os processos. Este é um problema de pesquisa (Zhao et al 1987a,b). O algoritmo de pesquisa que se usa, parte de um *schedule* vazio e percorre o espaço de pesquisa até encontrar um *schedule* exequível. Esse *schedule*, em princípio, não é único, pelo que o algoritmo deve conduzir ao *schedule* ótimo. Se o algoritmo não conduzir a um *schedule* exequível, então não é possível garantir os requisitos temporais do conjunto de processos existentes. O espaço de pesquisa assemelha-se a uma árvore cujos *vertex*, ligações entre dois ramos, constituem um *schedule* parcial, o qual tem mais uma fatia em relação ao *schedule* que lhe deu origem. O objectivo é definir meios que permitam avançar de *vertex* em *vertex*, em direcção a um *schedule* exequível. O critério é o de determinar se dado *vertex* é passível de conduzir a um *schedule* exequível ou não. Dizemos que o *vertex* é fortemente exequível (Zhao 1987a,b), se a resposta for afirmativa. Um *vertex* que não seja fortemente exequível, nunca conduzirá a um *schedule* exequível e completo.

3.2.1. Algoritmo de pesquisa. Em cada nível de pesquisa deve ser identificado o conjunto de processos que constituirão a respectiva fatia

(fig. 4). O sucesso do algoritmo depende da correcta identificação desse conjunto de processos. Os processos são seleccionados de acordo com os seus requisitos temporais e necessidade de recursos. Basicamente, constrói-se uma fatia com um processo principal, denominado primário, e um ou vários processos secundários. O processo primário é escolhido tendo por base exclusivamente considerações temporais. Os processos secundários são escolhidos usando uma função heurística $H()$. Esta função $H()$ deve ter em conta requisitos temporais e necessidade de recursos: essa seria, obviamente, uma função $H()$ ideal. A função $H()$ é aplicada a todos os processos disponíveis. O processo com menor valor de $H()$ é seleccionado para a fatia. Repete-se o processo até não ser possível incluir mais processos na fatia. O algoritmo usa a variável INF, para indicar o início da nova fatia. Quando a fatia F_k é identificada faz-se,

$$IF F_k = INF \text{ e}$$

$$DF_k = \min(\min(T_j; P_j \in F_k), \min(\eta_k - INF; P_k \in F_k \text{ e } T_k > 0)) \quad (7)$$

em que T_j é tempo de processamento que resta a P_j e $\eta_k = DL_k - T_k$. O primeiro termo de (7) especifica que a duração da fatia não deve exceder o menor valor de T_k e o segundo termo especifica que não deve ser maior que η_k . Por exemplo, se $DF_k = 0$, então para determinado $P_k \in F_k$, $\eta_k - INF = 0 \Rightarrow \eta_k = INF$. O processo P_k deve ser incluído em F_k pois, caso contrário, falhará o seu *deadline*. Depois de estabelecida a fatia, o valor de INF para a fatia seguinte é colocado a $INF = IF F_k + DF_k$.

Em cada nível de pesquisa também se deve calcular o vector MRDR (Zhao et al 1987a,b), *Minimum Resource Demand Ratio*, que dá uma indicação das necessidades em termos de recursos de cada um dos processos ainda existentes,

$$MRDR = (MRDR_1, MRDR_2, \dots, MRDR_r) \quad (8)$$

A ideia é a de manter baixos os valores MRDR_i, escalonando imediatamente os processos que usam o recurso i quando o valor MRDR_i for grande. Se a qualquer altura o valor de MRDR_i para o recurso R_i for maior que um, então não é possível escalonar os processos que restam cumprindo os respectivos *deadlines*.

```

Procedure P_Schedule(task_set:task_set_type; var schedule: schedule_type,
var schedulable: boolean);
VAR INF: Integer;
    MRDR: vector_type;
    SUBSET:task_set_type;
BEGIN
    schedule:=empty;
    schedulable:=true;
    INF:=current_time;
    REPEAT
        calculate MRDR(INF,MRDR,task_set);
    IF strongly_feasible(INF,MRDR,task_set,schedule) THEN
        BEGIN
            Let  $P_f$  be the task with minimum  $\eta$  e  $T_f > 0$ ;
            SUBSET:= $\{P_f\}$ ;
            WHILE more tasks can run in paralel with those in SUBSET DO
                BEGIN
                    apply H() to each candidate task;
                    Let  $P_s$  be the task with the minimum value of H() funtion
                    among the candidate tasks;
                    SUBSET:= SUBSET  $\cup$   $\{P_s\}$ ;
                END;
            calculate the start time and the length of the new slice;
            append the new slice to the schedule;
            INF := INF + DFs;
        END ELSE schedulable:= false;
    UNTIL full(schedule, task_set) or Not schedulable;
END;

```

Figura 4 - Algoritmo de pesquisa e *scheduling* (adaptado de (Zhao et al 1987b)).

É possível nesta altura, definir formalmente o conceito de *schedule* fortemente exequível, com a ajuda das estruturas INF e MRDR. Um *schedule* diz-se fortemente exequível se,

1. O vector MRDR associado ao *schedule* apresenta $MRDR_i \leq 1$, para $i=1, \dots, r$.
2. $DF_{k,i} > 0$, isto é, a ultima fatia tem comprimento temporal maior que zero.

Inclui-se de seguida, a titulo de exemplo, uma lista de regras e funções heurísticas $H()$:

1. *Deadline* mínimo $\Rightarrow H(P_j) = DL_j$.
2. η_j mínimo $\Rightarrow H(P_j) = \eta_j$.
3. Resto de tempo de processamento mínimo $\Rightarrow H(P_j) = T_j$.
4. Utilização mínima de recursos.
5. Utilização máxima de recursos.

Zhao et al (1987a,b) estudaram e simularam estas e outras funções heurísticas. Os resultados mostram que 1) e 2) conduzem, de uma maneira geral, a melhores resultados que as outras regras, o que permite concluir que os requisitos temporais são os mais importantes.

4. CONCLUSÃO

Neste artigo apresentou-se o conceito de Instrumento Virtual e definiu-se a metodologia geral para os implementar. Foi apresentada a arquitectura geral do sistema de tempo real idealizado para os realizar. Discutiu-se em pormenor o módulo de integração de IV, tanto ao nível do *hardware* como principalmente, do *software*, nomeadamente na garantia de tempos de execução definidos mínimos.

Este trabalho foi patrocinado pelo Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra - Grupo de Controlo e Gestão, pelo Departamento de Física da Universidade de Coimbra - Grupo de Automação e Instrumentação Industrial e pela Junta Nacional de Investigação Científica e Tecnológica - Programa Ciência (Bolsa de Mestrado n° BM 1824/91).

5. REFERÊNCIAS

- Force Computers, Manual da Placa SYS68KCPU-40 8.90/20.0/A1/Rev. 1, 1990.
- Hyman J., Lazar A. e Pacifici G., "Real Time Scheduling with Quality of Service Constraints" IEEE Journal on Selected Areas in Communications, Setembro 1991.
- Leinbaugh D.W., "Guaranteed Response Times in a Hard-Real-Time Environment", IEEE Trans. on Software Engineering 1980.
- Pires J. N., "Sitac-Descrição Geral do Sistema", Encontro Nacional de Automação - CENERTEC, 1993.
- Pires J.N., "Sistema de Integração de Instrumentos Virtuais", Tese de Mestrado, Dept. de Física da U. de Coimbra, 1994.
- Pires J.N., Sá da Costa J.M.G., "Controlo de Posição e Força de Robôs Manipuladores", II Conferência Ibero-Americana de Engenharia Mecânica, 1995.
- Santori M., "An instrument that isn't really", IEEE Spectrum, Agosto de 1990.
- Shu N., "Visual programming language: A perspective and a dimensional analysis", IEEE Computer, Agosto 1985.
- Tanenbaum A.S., "Operating Systems- Design and Implementation", Prentice-Hall International Editions 1987.
- Zhao W., Ramamritham K. e Stankovic J., "Preemptive Scheduling Under Time and Resource Constraints", IEEE Trans. on Computers, Agosto 1987a.
- Zhao W., Ramamritham K., e Stankovic J., "Scheduling Tasks with Resource Requirements in Hard Real-Time Systems", IEEE Trans. on Software Engineering, Maio 1987b.

Abstract

A strategy to implement high performance Virtual Instruments is presented. The architecture of the real-time system is also presented. Basically is a modular distributed real time system, with a graphic Unix station, for Virtual Instruments definition, connected by ethernet to an open, modular and distributed target system, developed over the VME bus to implement the instruments. The target system uses a CPU board based on the microprocessor MC68040 running WxWorks, with the task of integrating Virtual Instruments and overall system management, and several special purpose slave boards.

TÉCNICAS DE OTIMIZAÇÃO APLICADAS EM PROJETOS DE SENSORES DE VIBRAÇÃO

Antônio Fernando Moura Santos, Carlos Roberto Ribeiro,
Marcus Antonio Viana Duarte e Francisco Paulo Lépore Neto.
Departamento de Eng. Mecânica
Universidade Federal de Uberlândia - Minas Gerais - Brasil

RESUMO

Na otimização de projeto de sensores de vibrações, a primeira frequência natural do sensor deverá, obrigatoriamente, estar incluída na função objetivo. O problema é a existência de uma infinidade de combinações geométricas que resulta em uma dada primeira frequência natural, dificultando o procedimento de minimização. Este trabalho apresenta um procedimento para o projeto de sensores, baseado em um método de busca aleatório para minimizar as dimensões do sensor, associado ao método do lagrangeano aumentado para maximizar a sensibilidade do sensor, obedecendo às restrições de projeto.

INTRODUÇÃO

Um dos principais problemas encontrados no monitoramento de grandes turbinas hidráulicas diz respeito às baixas amplitudes de vibração aliadas a baixas frequências de rotação. A sensibilidade dos acelerômetros é inversamente proporcional à frequência natural do sensor (Thomson, 1972) e para atender às aplicações gerais, os acelerômetros comerciais, normalmente do tipo piezoelétrico, têm a primeira frequência natural da ordem de kHz, visando uma ampla faixa de operação em frequência. conseqüentemente, estes sensores têm baixa sensibilidade, o que, em conjunto com os campos eletromagnéticos de altíssima densidade ali gerados, dificulta a sua utilização para o monitoramento de usinas hidrelétricas. Para contornar este problema, utiliza-se sensores de proximidade de alta sensibilidade. Porém, devido às grandes potências envolvidas, o sistema tende a vibrar como um todo, o que resulta em dificuldades de fixação de um referencial para as medições.

Devido ao imenso parque hidroelétrico do Brasil, pesquisas realizadas com o objetivo de desenvolver e aprimorar sensores para o monitoramento de usinas hidroelétrica de grande porte devem constar entre os principais objetivos dos centros de pesquisa em instrumentação do país.

O objetivo global deste trabalho é o de desenvolver um acelerômetro baseado na deflexão de membranas elásticas, de grande sensibilidade e pequena faixa de operação em frequência, de baixo custo de fabricação. A escolha recaiu sobre sensores de membrana, por ser possível usar sensores de fibra ótica como parte do transdutor, o que torna o sensor completamente imune a ruídos de origem eletromagnética. Neste trabalho será apresentado os procedimentos desenvolvidos para a otimização das dimensões do sensor.

A sensibilidade e a faixa útil de frequências de um sensor de vibrações estão relacionadas com a sua primeira frequência natural, a qual depende das propriedades de inércia e de rigidez do sensor. Qualquer procedimento de otimização de projeto de um sensor de vibrações deverá incluir a primeira frequência natural como um termo preponderante da função objetivo. Isto inviabiliza a utilização dos procedimentos usuais de otimização, visto que existe uma infinidade de mínimos locais devido às combinações de rigidez e de inércia para uma determinada primeira frequência natural. Neste trabalho, este problema é contornado utilizando-se um método

de busca aleatório para minimizar a função objetivo principal, dimensões do sensor, associado ao método do lagrangeano aumentado para a maximização da função objetivo secundária, relacionada com a sensibilidade do sensor, e funções de restrição. As restrições de projeto incluem: dimensões geométricas, tensões máximas admissíveis na estrutura elástica e banda útil de frequências do sensor.

O MODELO DO SENSOR DE VIBRAÇÕES

A figura 1 mostra o desenho esquemático do sensor de vibrações com duas membranas para minimizar o movimento de vibração angular do elemento de inércia.

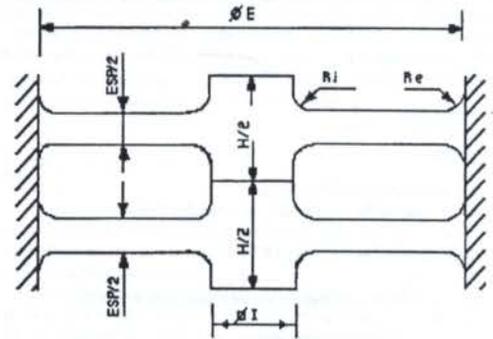


Figura 1 - Modelo do sensor de vibrações

Para uma dada aceleração harmônica, de amplitude $\omega^2 X_c$, a equação diferencial do movimento do sensor, ignorando as forças dissipativas, é dada pela equação 1, onde os subscritos c e i indicam os nós de contorno e internos, respectivamente.

As matrizes de inércia M e rigidez K, são obtidas via técnicas de elementos finitos, desenvolvida especificamente para esta aplicação (Santos, 1989).

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} M_{ii} & M_{ic} \\ M_{ci} & M_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_i \\ X_c \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{ii} & K_{ic} \\ K_{ci} & K_{cc} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_i \\ X_c \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 M_{ii} & K_{ii} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_i \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_c \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \omega^2 M_{ic} - K_{ic} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} X_c \end{Bmatrix} \quad (1)$$

As forças dissipativas são desprezadas, para efeitos de otimização, pois a região de interesse é bastante afastada das frequências naturais do sistema.

Uma vez que a faixa útil, em frequência, de utilização de um sensor de vibrações é de aproximadamente de 70 % de sua primeira frequência natural, as amplitudes de vibração X_{ii} do sensor podem ser representadas com grande precisão pelos quatro primeiros modos próprios de vibração Ψ do problema de autovalor do sistema conservativo dado pela equação 1. Para maximizar a precisão Craig (1981) propõe a utilização da equação 2 para a determinação da resposta dinâmica do sistema $Z(\omega)$, utilizando um modelo modal reduzido. Na equação 2, a existência da matriz K^{-1} não representa maiores problemas, uma vez que a matriz K já foi fatorada para a obtenção dos primeiros autovalores Ω^2 e autovetores Ψ através de técnicas de iteração de sub-espço (Massaropi et al, 1994), por exemplo.

$$X = \Psi \xi = K^{-1} F - \Omega^{-2} \Psi \xi \quad (2)$$

Observa-se, da equação 2, que a primeira frequência natural do sensor é um parâmetro preponderante na sensibilidade do acelerômetro.

O PROBLEMA DE OTIMIZAÇÃO

A otimização do acelerômetro, esquematizado na figura 1, consiste em construir uma função objetivo cuja minimização resulte no menor sensor, com sensibilidade maximizada, que satisfaça as duas características mais importantes que um acelerômetro deve ter, que são a faixa útil de frequência de operação e a faixa dinâmica, que é a aceleração máxima que o sensor pode medir. Portanto, qualquer função objetivo, visando a otimização do sensor, deverá levar em conta estas duas características de restrições, que são representadas pela primeira frequência natural do acelerômetro (faixa de frequência) e a tensão máxima suportada pelo elemento sensor (faixa dinâmica). Uma vez que maximizar a sensibilidade do sensor significa minimizar sua primeira frequência natural, a primeira frequência natural do acelerômetro deve ser tratada como uma restrição de igualdade no processo de otimização.

Na figura 1 são mostradas as dimensões do acelerômetro que podem ser otimizados, as quais são: a) a espessura da membrana Esp; b) o diâmetro externo da membrana ϕE ; c) o diâmetro interno da membrana ϕI ; d) a altura da massa de inércia H; e) o raio de concordância externo Re; f) o raio de concordância interno Ri. Os raios de concordância Re e Ri são parâmetros que só serão utilizados e otimizados, caso a faixa dinâmica escolhida resultar em níveis de tensão elevados, uma vez que a inclusão dos raios de concordância implica em um aumento significativo, de um fator de dez, no número de graus de liberdade do modelo de elementos finitos.

A primeira função objetivo é utilizada para minimizar o volume do sensor, tendo como restrições de desigualdade as dimensões máximas e mínimas para as dimensões, ϕI e H, e a tensão máxima suportada pelo sensor. A primeira frequência natural do sensor foi utilizada como restrição de igualdade e é escolhida igual a $F_{max}/0,7$, onde F_{max} é a banda de frequência de utilização do acelerômetro, escolhida pelo usuário.

A tabela 1 mostra os resultados da otimização do volume do sensor utilizando o programa comercial ADS com as seguintes opções, respectivamente, de estratégia de otimização, opção de otimização e busca unidimensional: a) sem opção, método das direções possíveis e interpolação polinomial; b) Lagrangeano Aumentado, Davidon-Fletcher-

Powell e Seção Áurea; c) Lagrangeano Aumentado, Davidon-Fletcher-Powell e interpolação polinomial; e d) Método da Penalidade, Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno e interpolação polinomial. Os parâmetros de partida foram: Esp=4,5 mm, $\phi E=120,0$ mm, $\phi I=19,0$ mm e H=9,5 mm. Em função da faixa de frequência de interesse a primeira frequência natural F_n do sensor foi fixada em 700 Hz. Na tabela ainda são mostradas a tensão máxima S_{max} e o deslocamento do centro δ_{max} do sensor para uma amplitude de aceleração harmônica de 200 m/s^2 . Observa-se, na Tabela, a disparidade dos resultados

Tabela 1 - Influência do procedimento de otimização do sensor.

OPÇ ÃO	Esp (mm)	ϕI (mm)	H (mm)	ϕE (mm)	δ_{max} (mm)	S_{max} (mm)	F_n (Hz)
a	0,92	12,44	7,99	79,28	0,176	18,53	699,4
b	0,91	20,00	7,13	75,76	0,104	12,39	699,9
c	0,88	18,32	7,04	74,22	0,120	14,17	703,8
d	0,85	10,22	10,00	74,92	0,213	22,63	701,9

A tabela 2 mostra os resultados da otimização do volume do sensor sendo que a única diferença entre os casos foi a mudança da posição da dimensão ϕE do sensor no vetor com os parâmetros a serem otimizados. Para este estudo utilizou-se o programa ADS com as opções: Lagrangeano Aumentado, Davidon-Fletcher-Powell e interpolação polinomial. Os valores de partida foram: Esp = 1 mm, $\phi E = 70$ mm, $\phi I = 14$ mm e H = 7 mm. A função objetivo a ser otimizada é a massa do sensor, tendo a primeira frequência natural do mesmo (2000 Hz) como restrição de igualdade. A aceleração máxima de projeto se limitou a 200 m/s^2 .

Tabela 2 - Influência da posição de ϕE na otimização do sensor.

ϕE	Esp (mm)	ϕI (mm)	H (mm)	ϕE (mm)	δ_{max} (mm)
1	1,00	24,00	8,00	60,00	0,25
2	1,00	8,60	2,40	70,80	0,13
3	1,00	13,52	1,77	71,2	0,12
4	1,00	7,20	1,77	70,2	0,15

A única explicação plausível para os resultados da Tabela 2, diz respeito ao condicionamento numérico das matrizes gradientes e Hessianas.

Os dois casos apresentados são exemplos de tentativas, sem nenhum sucesso, de otimização utilizando uma grande variedade de procedimentos de otimização (Himmelblau, 1972) e mais de uma centena de funções objetivos, cabendo destacar: a maximização da tensão máxima, colocação da primeira frequência natural na função objetivo com uma gama variada de coeficientes de ponderação, e normalização dos parâmetros com o intuito de evitar grandes diferenças de sensibilidade da função objetivo com relação às dimensões a serem otimizadas.

A figura 2 mostra o valor de uma função objetivo, baseada na função erro quadrática entre a frequência natural do sensor e a de projeto, como função de Esp e ϕE . Para efeitos de visualização, na verdade é plotado a inversa da função erro, normalizada em relação ao valor máximo, ou seja, os picos observados na figura correspondem a mínimos da função objetivo.

Na figura 2, observa-se que a utilização da primeira frequência natural, seja na função objetivo, seja como variável restrição, resulta em uma infinidade de mínimos locais que caso o procedimento de otimização convirja para algum deles, dificilmente o procedimento se afastará deste mínimo local. É interessante observar que esta característica, de convergência

para mínimos locais, é um problema comum em problemas de otimização de sistemas dinâmicos que trazem embutidos suas frequências naturais (Steffen e Borges, 1993).

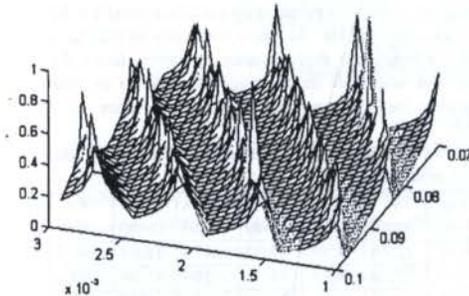


Figura 2 - Função objetivo baseada na primeira frequência natural do sensor.

O MÉTODO COMBINADO DE BUSCA

Em função da infinidade de combinações geométricas que resultam em uma determinada primeira frequência natural predefinida, optou-se, neste trabalho, de se usar a primeira frequência natural como função objetivo de um procedimento de busca, trabalhando como uma subrotina de um outro procedimento de otimização que tivesse como objetivo a minimização das dimensões do sensor.

Para a otimização da primeira frequência natural do sensor, funções de restrições geométricas e de tensão máxima, utilizou-se o procedimento do Lagrangiano Aumentado, com Davidon-Fletcher-Powell na otimização e o procedimento da Seção Áurea na busca unidimensional.

A função objetivo é a mostrada na equação 3, onde F_n e F_n são a primeira frequência natural de projeto e do sensor, respectivamente. Uma vez que a utilização deste procedimento resulta em geometrias que são função da geometria inicial, optou-se por utilizar o procedimento de busca aleatória Complex (Himmelblau, 1972) para a otimização das dimensões do sensor a partir das geometrias de máxima sensibilidade calculadas pela otimização da primeira frequência natural do sensor. Para a utilização do método Complex utilizou-se um conjunto de cem sensores, com sensibilidade otimizada, sendo que ao longo do procedimento de otimização, o sensor de maiores dimensões era eliminado e uma nova geometria, na direção do momento de primeira ordem dos sensores restantes, era utilizada como partida para o procedimento de otimização da primeira frequência natural.

Um dos grandes problemas da utilização de procedimentos de busca aleatória em otimização diz respeito ao número elevado de vezes em que é preciso avaliar a função objetivo. Para modelos simples, isto não representa nenhum problema, mas nos casos em que os modelos precisam ser construídos via técnicas de elementos finitos (com número de graus de liberdade grande) e a dinâmica do mesmo precisa ser avaliada (análise modal), os custos de modelagem podem tornar-se proibitivos. No caso em estudo, existe a necessidade de se definir geometrias de máxima sensibilidade, via otimização, para cada interação do procedimento Complex, o que aumenta mais ainda o problema. Para contornar este problema, pode-se utilizar modelos matemáticos simplificados para aproximar de uma geometria de máxima sensibilidade (função objetivo secundária), e só então, utilizar modelos computacionais complexos para o refinamento da função objetivo.

O MODELO SIMPLIFICADO

O modelo simplificado exposto neste trabalho para uma estimativa mais grosseira da primeira frequência natural e da tensão máxima atuante no sensor, baseia-se na deflexão máxima δ_{max} e na tensão máxima S_{max} , calculadas via teoria de flexão de placas circulares vazadas com condições de contorno: engastada na borda externa e rotação nula na borda interna (Timoshenko e Woinowsky-Krieger, 1959).

Dada uma carga estática P , concentrada no centro da placa circular vazada são dadas, em função do módulo de Young E e das constantes k_1 e k_2 , pelas equações 3 e 4, respectivamente. Os valores de k_1 e k_2 são funções da razão $r = \phi/E\phi$ são tabelados para valores de r iguais a 1,25; 1,50; 2,00; 3,00; 4,00 e 5,00. Neste trabalho, valores de k_1 e k_2 para valores intermediários da razão r são interpolados utilizando polinômios de Lagrange sendo que, para evitar extrapolação, os valores limites de r entraram como restrições de desigualdade nos procedimentos de otimização.

$$\delta_{max} = k_1 \frac{P \phi E^2}{4 E Esp^3} \quad (3)$$

$$S_{max} = k_2 \frac{P}{Esp^2} \quad (4)$$

Com as hipóteses de que o elemento de inércia é infinitamente rígido e de que a massa da membrana é nula, a primeira frequência natural do sensor é calculada pela equação 5, onde ρ é a densidade do material do sensor.

$$F_n = \frac{\omega_n}{2\pi} = \frac{4}{2\pi} \sqrt{\frac{E Esp^3}{\rho \pi k_1 H \phi E^2 \phi^2}} \quad (5)$$

Para calcular a tensão máxima, assume-se que a amplitude A da aceleração máxima, ocorre na frequência máxima de operação do sensor F_{max} .

Neste caso, a amplitude do carregamento P , devido a massa m_s do elemento de inércia, é calculada pela equação 6.

$$P = \frac{m_s A}{1 - \left(\frac{F_{max}}{F_n}\right)^2} \quad (6)$$

RESULTADOS

Na tabela 1, o menor sensor (35 gramas) foi obtido utilizando as opções: Método da Penalidade, Broyden-Fletcher-Goldfarb-Shanno e interpolação polinomial. O maior (47 gramas) foi o obtido com as opções: Lagrangeano Aumentado, Davidon-Fletcher-Powell e Seção Áurea. Utilizando o procedimento combinada de busca, a massa do sensor otimizado foi de 30 gramas.

Na tabela 2, os extremos foram de 31 e 46 gramas, respectivamente. Utilizando o método combinado de busca, a massa do sensor foi reduzida para 21 gramas, com a primeira frequência natural igual a de projeto, ou seja, 2000 Hz.

A título de ilustração, na figura 3 é mostrada as massas (—) e diâmetros externos (---) do sensor, normalizados em relação aos seus valores máximos. Em nenhum dos resultados, a tensão máxima foi maior do que a tensão admissível para o sensor. Observa-se, da figura, a queda

exponencial da massa em função do aumento da frequência de corte de projeto.

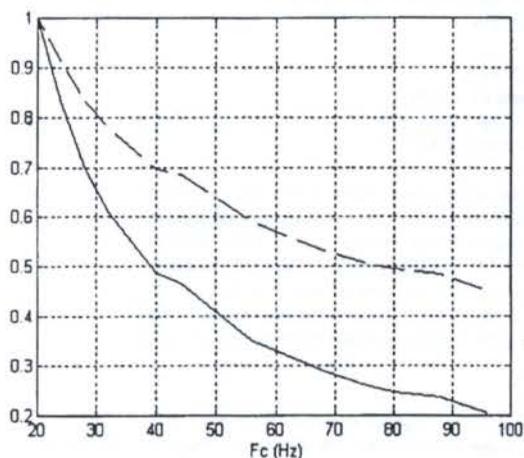


Figura 3 - massas (—) e diâmetros externos (- -) adimensionais em função da frequência de corte de projeto.

CONCLUSÃO

As principais conclusões que podem ser tiradas deste trabalho são:

- A otimização de frequências naturais via modificação geométrica de sistemas mecânicos é bastante complexa, devido ao grande número de combinações geométricas que resultam em uma mesma frequência natural.
- O método combinado de busca mostrou-se um procedimento robusto para trabalhar com estes problemas.
- A utilização do método Complex implica no desenvolvimento de modelos matemáticos simplificados para auxiliar o procedimento de otimização, visto que o Complex implica em um grande número de avaliação da função objetivo

REFERÊNCIAS

- Craig, R. R. Jr., "Structural Dynamics an Introduction to Computer Methods", John Wiley & Sons, New York, 1981.
- Himmelblau, D. M., "Applied Nonlinear Programming", McGRAW-HILL, New York, 1972.
- Massaropi, e. Jr., Mucheroni, M. F. e Lirani, J., "Aplicação ótima dos Métodos de Householder e da Iteração de Subespaços em Dinâmica de Estruturas Mecânicas", ANAIS do XV CILAMCE, Belo Horizonte, Brasil, pp. 1079 - 1088, 1994.
- Santos, A. F. M. et al, "Sistema de Calibração Estática e Dinâmica de Medidores de Pressão", ANAIS do X COBEM, Florianópolis, SC, Brasil, pp. 431 - 434, 1989.
- Thomson, W. T., "Theory fo Vibration with Applications", Prentice-Hall Inc, New Jersey, 1972.
- Timoshenko, S. and Woinowsky-Krieger, S., "Theory of Plates and Shells", McGRAW-HILL, New York, 1959.
- Stteffen Jr. V. and Melo, G. P., " Multicriterion Techniques for the Optimization in Rotordynamics", Proc. CANCAN 93, Kingston, Canada, pp. 160-163, 1993.

ABSTRACT

The sensitivity and the frequency band of a vibration pickup are related to it's first natural frequency, which depends on the mass, inertia and stiffness proprieties of the sensor. The optimum design for this type of device must include in the cost function the first natural frequency as a fundamental parameter. This function will exhibit an infinity of local minimums generated by all possible combinations of stiffness and inertia proprieties associated to a defined natural frequency, so the global minimum is very difficult to achieve by using usual optimisation procedures.

This paper presents a robust procedure to design an optimum vibration sensor. In a first step, a sub-set of design parameters are randomly selected over their domain. For a defined first natural frequency, the sensor sensitivity is maximised by a augmented Lagrangean - Davidon-Fletcher-Powell method, using the golden section procedure for the unidirectional search, considering restrictions of the geometric dimensions of the sensor and the elastic range of the material. The solution results in a family of candidates to the optimum design. The sensor mass is then minimised applying a Complex random search method which recursively calls the first step procedure to maximise the sensitivity. The method is applied to the design of a low frequency band accelerometer.

THE PERFORMANCE OF A FLIGHT CONTROL LAW
DESIGNED TO MEET THE GIBSON DROPPACK CRITERION
AND MIL-F-8785C WITH RESPECT TO THE NEAL-SMITH CRITERION
AND THE C* CRITERION

ALVARO PRIETO OLIVA
CTA - IAE - ASE/C - bolsista do CNPq
Pça. Mal. Eduardo Gomes 50 - CEP 12228-904
São José dos Campos - SP - FAX (0123)412522

A Longitudinal Stability Augmentation control system has been designed for a civil transport aircraft in order to meet the MIL-F-8785C and Gibson attitude dropback criterion requirements by optimal control method. Further this flight control law has also been analysed with respect to two other relevant criteria, that is the Neal-Smith criterion and the C* criterion. As a result it has been possible to obtain how the original flight control system behaves with respect to other relevant criteria and what are the necessary adjustments necessary to the system also meet these other criteria. As a conclusion it has been noticed that the Gibson criterion is a suitable criterion to be used as guidance in the design of flight control systems.

1 INTRODUCTION

A flight control system has been designed in order to meet the MIL-F-8785C¹ and the Gibason² dropback criterion by optimal control method, in particular with LQR method. The flight control system has been designed to work with a model of the Boeing 747. After the performance with respect to the design criteria has been satisfied the performance of the augmented aircraft has also been assessed with respect to the Neal-Smith³ criterion and with respect to the C* criterion⁴. The study has allowed to look how the flight control system designed with particular attention to one criterion behaves with respect to others relevant criteria.

2 GIBSON DROPPACK CRITERION

In common with several other criteria the Gibson criterion is primarily concerned with the longitudinal tracking response of the aircraft since this is an aspect of handling qualities associated with some of the more critical piloting tasks. From the aircraft model it is possible to establish some simple, but important, response parameters as might apply to the pitch tracking task, these are illustrated on figure (1).

With respect to figure (1) the input to the aircraft is a unit step of elevator angle which is held for a few seconds and then returned to zero, which corresponds to the trim datum value. The pitch rate and pitch attitude responses that follow are shown and the parameters related with handling qualities important to the pilot are identified as follows ;

- pitch rate overshoot ratio q_m / q_{ss}
- pitch attitude dropback or overshoot (DB or OS)

It is possible to notice from figure (1) that the value of pitch attitude dropback, or overshoot, is given by the intercept of the projection of the response plot on to the θ axis at $t = 0$, or it is obtained by the displacement of the linear part of the response plot from the line defined by the equation $\theta = t q_{ss}$, as shown on figure (1).

The dropback criterion was originally defined in terms of limiting values on pitch rate overshoot ratio and on the ratio

of attitude dropback to steady state pitch rate, (DB / q_{ss}), and the requirements on these parameters are shown on figure (2).

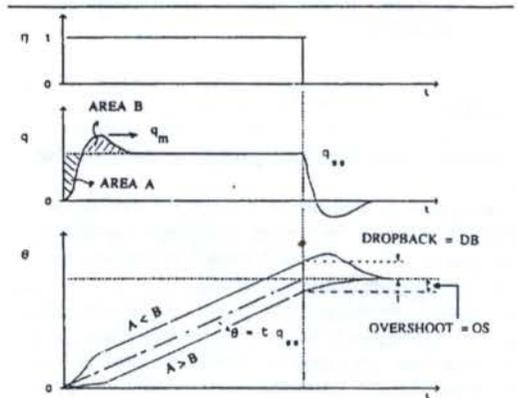


Figure 1 - Typical pitch tracking response characteristic and useful parameters to the Gibson dropback criterion.

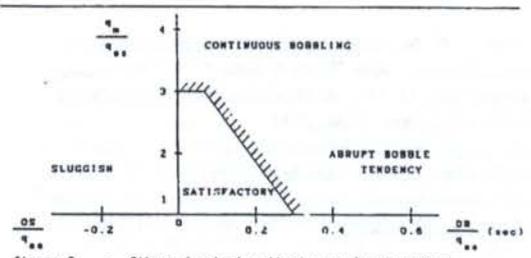


Figure 2 - Gibson dropback criterion evaluation chart

3 FLIGHT CONTROL SYSTEM DESIGN

The aircraft dynamic model has been obtained from Heffley⁵ and can be written as,

$$\dot{x} = A x + B \eta + E q_{dp} \quad (1)$$

$$\text{with } x^T = [w \ q \ \epsilon_q] \quad (2)$$

that is simply the reduced order longitudinal model of the aircraft augmented with an additional state defined by ;

$$\epsilon_q = q - q_{dp} \quad (3)$$

where q_{dp} is the pitch-rate to be tracked by the aircraft, with A and B the aircraft matrices, and E given by ;

$$E^T = [0 \ 0 \ -1]$$

Now the control law will be of the form ;

$$\eta = -G x + G_0 q_{dp} \quad (4)$$

Obviously G is the feedback gain vector and G_0 is the feedforward gain. The aircraft with this control law is shown on figure (3), and the feedback gain vector will be of the form ;

$$G = [k_w \ k_q \ k_{\epsilon q}] \quad (5)$$

the closed loop equation of the system is obtained as ;

$$\dot{x} = (A - BG) x + (BG_0 + E) q_{dp} \quad (6)$$

The design approach for this work, is the approach suggested by Friedland⁶. The approach is to work with the performance index ;

$$J = \int (x^T Q x + \eta^T R \eta) d\tau \quad (7)$$

The matrix Q is the state weighting matrix and the matrix R is the control weighting matrix. In the choice of these two matrices, note that in this case R is a scalar. For the design the guidelines given by Friedland⁶ and Brogan⁷ are followed. In this problem it is possible to achieve the required values of Q and R by means of a parametric study as suggested by Friedland.

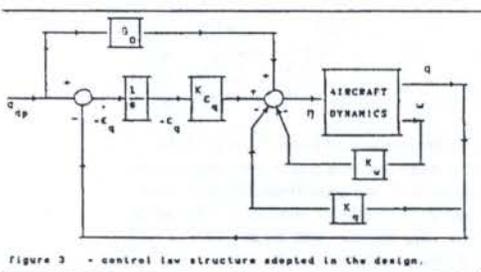


Figure 3 - control law structure adopted in the design.

As Q is a (3x3) matrix and the design is mainly concerned with the maintenance of zero steady state error only the state " ϵ_q " will be weighted in the performance index. So Q is chosen as a diagonal matrix with zeros in all elements and main diagonal as ;

$$Q = \text{diagonal} (0 \ , \ 0 \ , \ 1)$$

The states w and q are not weighted because it is not so important that both goes to zero as it is for ϵ_q . So with this choice of Q a parametric study can be carried out varying the parameter R, as advised by Powell⁸. For each pair (Q, R) the closed loop poles, feedback gains, short period

frequency and short period damping ratio have been obtained and evaluated against the requirements. The design has been developed for several flight conditions, however here it is given the data and reports only of flight case 20000 ft altitude and Mach 0.70. In this case the aircraft matrices are ;

$$A = \begin{bmatrix} -0.666 & 732.76 \\ -0.0018 & -0.707 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} -33.543 \\ -1.9173 \end{bmatrix}$$

The control weighting parameter used is $R = 5$, and the corresponding control law gains are ;

$$k_w = 0.0003 ; k_q = -0.2157 ; k_{\epsilon q} = -0.4472 ; G_0 = 1.286$$

With this design the aircraft meets the Gibson dropback criterion and MIL-F-8785C requirements.

In figure (4) there is a pitch rate time history of the augmented aircraft with the control law of figure (3) and in figure (5) the performance of the augmented aircraft is showed with respect to the Gibson criterion.

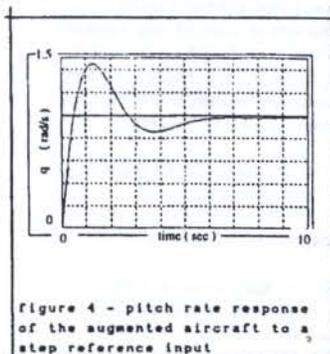


Figure 4 - pitch rate response of the augmented aircraft to a step reference input

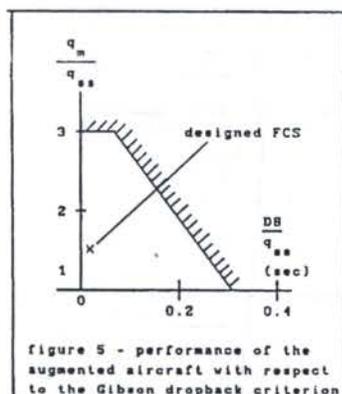


Figure 5 - performance of the augmented aircraft with respect to the Gibson dropback criterion

4 THE NEAL-SMITH CRITERION

Neal and Smith³ developed a criterion for the acceptability of a control system in terms of the pilot compensation and the closed loop resonance occurring when some standard of performance is satisfied. The pilot closes a tactile-visual loop, adding lag or lead to his inputs to bring closed loop gain and phase to facilitate task execution. In figure (6) there is the system considered. The pilot model used in this structure includes a pure time delay, a gain compensation and a phase compensation, and is given by ;

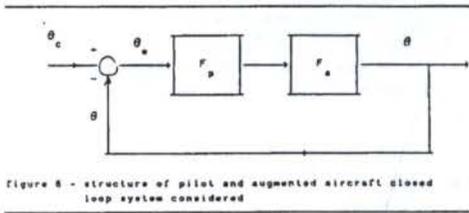


Figure 8 - structure of pilot and augmented aircraft closed loop system considered

$$F_p = k_p e^{-sT_{p1}} / (1 + sT_{p2}) \quad (9)$$

where K_p is the gain compensation required

e^{-sT} is the time delay (used as 0.30 sec) and,

$(1 + sT_{p1}) / (1 + sT_{p2})$ is the lead-lag or lag-lead phase compensation required.

In figure (6) F_a is the closed loop transfer function of the aircraft plus control law, that can be obtained from equation (6). In general the criterion is evaluated by plotting the transfer function of θ to θ_c in the Nichols diagram and then obtaining the phase compensation required as also the gain compensation required in order to meet the criterion.

The criterion gives some limiting values for the parameters showed on figure (7), and these limits are ;

- i - Minimum Bandwidth of 3.5 rad / sec at $\phi = -90^\circ$
- ii - Maximum low frequency droop of -3 dB
- iii - Closed loop resonance as the best minimum peak value that can be obtained.

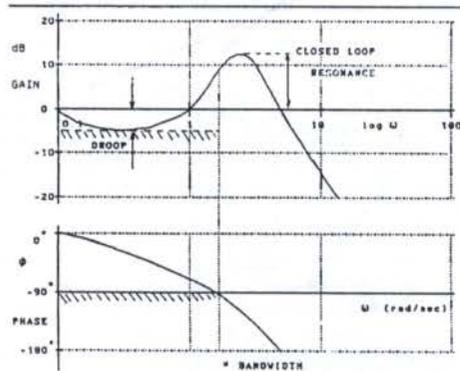


Figure 7 - parameters required by the Neal-Smith criterion showed on the Bode diagram

5 PERFORMANCE OF THE DESIGNED FLIGHT CONTROL SYSTEM WITH RESPECT TO THE NEAL-SMITH CRITERION

The aircraft with the designed control law of section (3) has been assessed with respect to the Neal-Smith criterion for several flight cases. In figure (8) there is a plot of the augmented aircraft with respect to the criterion for the case of 20000 ft altitude at Mach 0.70.

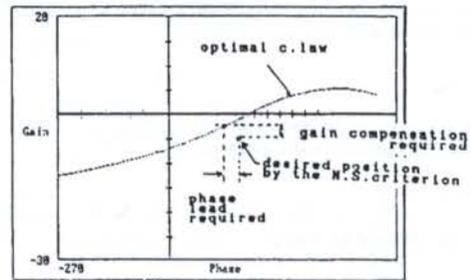


Figure 8

augmented aircraft performance with respect to Neal-Smith criterion showed on the Nichols chart

The study has shown that in general it is always necessary a phase lead compensation in the design, in order to meet the criterion. The amount of phase lead is never greater than 20° and the mean value obtained for 18 flight cases has been 10° .

The gain compensation required in all flight cases analysed has never been greater than 6 dB, and the mean value has been found as 2.5 dB. So in general the necessary adjustments are very small.

6 THE C* CRITERION

The C^* criterion was an attempt to define a specification for the time response of a parameter which is a blend of both pitch rate and normal acceleration. C^* is a dimensionless response parameter consisting of normal acceleration (N_z) and pitch-rate (q) at the pilot's station,

$$C^* = K [N_z + (V_{co}/g) + (l_p/g) q] \quad (10)$$

The C^* transfer function can be easily developed by using the pitch rate and normal velocity (w) transfer functions as,

$$\frac{C(s)}{\eta(s)} = \frac{1}{g} \left[(v + V_{co} + 1s) \frac{q(s)}{\Delta(s)} - \frac{s w(s)}{\Delta(s)} \right] \quad (11)$$

Where $N_z + l_p q$ is the normal load factor at the pilot station and K is chosen in order that in a steady state manoeuvre, the two contributions to C^* are approximately equal, which only occurs at the V_{co} (crossover velocity). An initial value for the cross over velocity was set at 122 m / sec, resulting in $K = 12.4$ sec.

7 PERFORMANCE OF THE DESIGNED FLIGHT CONTROL SYSTEM WITH RESPECT TO THE C* CRITERION

The aircraft augmented with control law designed in section (3) has been evaluated against the C^* criterion for all flight cases, and in figure (9) this assessment is showed for 20000 ft altitude at Mach 0.70. From these evaluations it has been noticed that the design satisfies the C^* for frequencies greater than 1.8 rad/sec in general. So the design requires some adjustment in order to meet C^* criterion at lower frequencies, in particular at the short period natural frequency that is around 1 rad/sec.

8 CONCLUSIONS AND OBSERVATIONS

From the study carried out it has been concluded that the flight control system designed specifically to meet the Gibson dropback criterion and MIL-F-8785C has a reasonable performance with respect to the Neal-Smith and the C^* criteria, since it has not been designed with care relative to these criteria. As noticed from the results the necessary adjustments in the design in order to satisfy also these criteria are quite small. As the performance of the flight control system relative to these two criteria is quite reasonable, the Gibson dropback criterion is a very good criterion to be used as a guidance in the design of a flight control system.

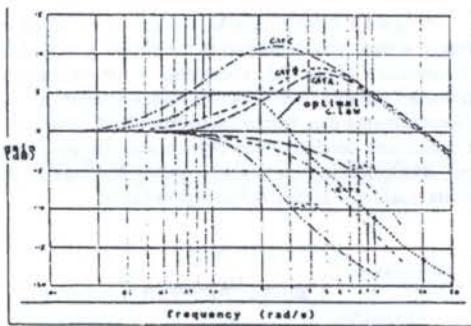


Figure 9 - assessment of the augmented aircraft with FCS with respect to the C^* criterion, 20000 ft at Mach 0.70

9 REFERENCES

1. MIL-F-8785C
Military Specification ; Flying Qualities of Piloted Airplanes. US Dept. of Defence, 1980.
2. Gibson, J.C.
Piloted Handling Qualities Design Criteria for High Order Flight Control Systems, AGARD-CP-333, 1982.
3. Neal, T. P. and Smith, R.E.
Design Criteria for Fighter Airplanes, vol I and II AFFDL-TR-70-74, 1970
4. Tobie, H.N. ; Elliot , E.M. and Malcolm, L.G.
A New Longitudinal Handling Qualities Criterion. National Aerospace Electronics Conference, 1966.
5. Heffley, R.K. and Jewell, W. F.
Aircraft Handling Qualities Data. NASA CR-2144, 1972
6. Friedland , B.
Control System Design. An Introduction to state-space methods. McGraw Hill Book Co. 1986.
7. Brogan, W.L.
Modern Control Theory. second ed. Prentice-Hall, 1985
8. Powell, J.D. ; Franklin ,G.F. ; Emami-Naeini, A.
Feedback Control of Dynamic Systems. second ed. Addison-Wesley Pub. Co. , 1991.

UM TRANSDUTOR DE FLUXO DE CALOR A GRADIENTE TANGENCIAL

S. Güths*, P.C. Philippi*, E. Gaviot** e P. Thery**

Dpto. de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina - Brasil

** Dpto. de Génie Electrique - Université de Lille - France

RESUMO

O transdutor de fluxo de calor apresentado nesse trabalho é baseado em um novo conceito de medição: uma assimetria física desvia as linhas de fluxo gerando um gradiente de temperatura num plano tangencial ao plano de medição. Tal gradiente é medido por termopares planares a eletrodos depositados, realizados a partir de técnicas de fotogravura. No presente trabalho será apresentado uma análise dos termopares a eletrodos planares assim como o princípio de funcionamento e metodologia de construção do transdutor a gradiente tangencial.

INTRODUÇÃO

No estudo de sistemas físicos em evolução, a determinação da energia de interação entre sistemas tem uma importância fundamental. Para determinar as trocas de origem térmica em estudos experimentais, freqüentemente utiliza-se métodos baseados na medida das temperaturas: as trocas térmicas são determinadas por cálculo. O fator fundamental da pouca utilização de transdutores de fluxo de calor reside no fato da grande perturbação à medida induzida pelos transdutores existentes.

O transdutor de fluxo de calor apresentado nesse trabalho é baseado em um novo conceito de medição: uma assimetria física desvia as linhas de fluxo gerando um gradiente de temperatura num plano tangencial ao plano de medição. Tal gradiente é medido por termopares planares a eletrodos depositados, realizados a partir de técnicas de fotogravura.

O transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial tem como principais características uma espessura reduzida (300 μm) e uma alta sensibilidade (10 mV/W). A utilização de técnicas de fotogravura permite a construção de transdutores com grande superfície de medição, a um baixo custo. No presente trabalho será apresentado uma análise dos termopares a eletrodos planares assim como o princípio de funcionamento e metodologia de construção do transdutor a gradiente tangencial.

PODER TERMOELÉTRICO NOS TERMOPARES A ELETRODOS DEPOSITADOS

A necessidade de simplificar o modo de fabricação de circuitos termoeletrônicos (eliminando a soldagem dos termopares) conduziu à utilização de circuitos bimetálicos (Thery e Pauquet, 1980), realizados por deposição eletrolítica de uma camada metálica de grande condutividade elétrica (material 2, figura 1) sobre um suporte metálico de condutividade inferior (material 1). Será utilizado a definição de Hannay (1959) para determinar o poder termoeletrônico em todo ponto do circuito:

"O poder termoeletrônico de um material é a tendência dos portadores livres de se deslocar das regiões quentes para as regiões frias. O resultado desse deslocamento é o aparecimento de um potencial de Seebeck de amplitude suficiente para anular a corrente elétrica criada pelo deslocamento das cargas no circuito".

A figura 1 mostra as linhas de corrente elétrica em um termopar a eletrodos depositados submetido a uma diferença de temperatura (T_1 e T_2), conectado a um voltímetro com resistência interna R. A corrente elétrica circula preferencialmente pela região recoberta pela camada de cobre que possui uma condutividade elétrica superior ao constantan. Como consequência essa região comporta-se como se fosse formada quase que exclusivamente pelo cobre.

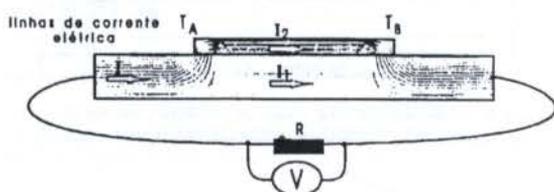


Figura 1 - Linhas de corrente em um circuito bimetálico a eletrodos depositados

Região metálica homogênea. A lei de Ohm aplicada nas regiões não recobertas do circuito bimetálico sujeitas a um gradiente térmico segundo o eixo x pode ser escrita da seguinte forma:

$$j = \sigma E - \sigma \alpha \nabla T \quad (1)$$

sendo j = vetor densidade de corrente (A/m)
 σ = condutividade elétrica (Siemens/m)
 E = vetor gradiente de potencial elétrico (V/m)
 α = poder termoeletrônico (V/K)
 ∇T = vetor gradiente de temperatura (K/m)

Afim de anular a densidade de corrente elétrica em todo e qualquer ponto, o gradiente de potencial elétrico deve ser proporcional ao gradiente de temperatura; a densidade de corrente será anulada se:

$$\alpha = \frac{E}{\nabla T} \quad (2)$$

o que corresponde à definição habitual do poder termoelétrico (Calvet e Prat, 1956).

Região recoberta pelo depósito metálico. O mesmo método pode ser utilizado para determinar o poder termoelétrico nas regiões recobertas pelo depósito eletrolítico. Considerando a temperatura constante segundo a direção transversal ao circuito, a corrente elétrica circulando segundo a direção axial deve ser nula (Fig. 2).

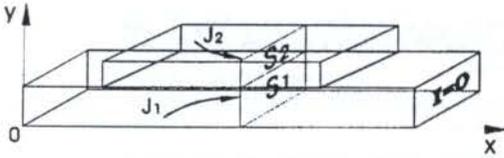


Figura 2 - Definição das superfícies de integração das densidades de corrente elétrica

As expressões das correntes I_1 e I_2 atravessando as superfícies são obtidas através das relações de definição:

$$I_1 = \iint_{S_1} j_1 dS_1 \quad \text{e} \quad I_2 = \iint_{S_2} j_2 dS_2 \quad (3)$$

Por definição, a corrente atravessando a seção da camada bimetálica de espessura homogênea segundo a direção $o - x$, pode ser escrita por:

$$I = (\sigma_1 S_1 + \sigma_2 S_2) E_x - (\alpha_1 \sigma_1 S_1 + \alpha_2 \sigma_2 S_2) \Delta T_x = 0 \quad (4)$$

Uma maneira de caracterizar a região recoberta pelo depósito eletrolítico consiste a considerá-la como apresentando condutividade e poder termoelétrico equivalentes (σ_{eq} e α_{eq}):

$$I = \alpha_{eq} (S_1 + S_2) E_x - \alpha_{eq} \sigma_{eq} (S_1 + S_2) \Delta T_x = 0 \quad (5)$$

sendo:

$$\sigma_{eq} = \frac{\sigma_1 S_1 + \sigma_2 S_2}{S_1 + S_2}; \quad \alpha_{eq} = \frac{\alpha_1 \sigma_1 S_1 + \alpha_2 \sigma_2 S_2}{\sigma_1 S_1 + \sigma_2 S_2} \quad (6)$$

A f.e.m. Seebeck (V) produzida por um termopar a eletrodo depositado é então igual a:

$$V = (\alpha_1 - \alpha_{eq})(T_A - T_B) \quad (7)$$

A figura 3 mostra a variação do poder termoelétrico de um termopar a eletrodo depositado formado por uma base em constantan recoberta por depósito de cobre. O poder termoelétrico do termopar tende ao valor padrão com a espessura da camada de cobre.

A dispensa da soldagem das junções facilita a fabricação de termopilhas. A utilização de técnicas de fotogravura, largamente empregadas na eletrônica, permite a construção de termopares planares a baixo custo.

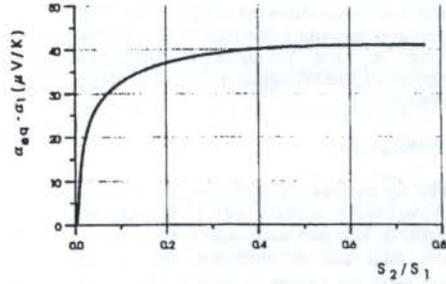


Figura 3 - Variação do poder termoelétrico de um termopar a eletrodo depositado em função da espessura da camada de cobre sobre um base em constantan

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM TRANSDUTOR DE FLUXO DE CALOR A GRADIENTE TANGENCIAL

Todo transdutor comporta uma parede auxiliar. Os transdutores de fluxo de calor tradicionais (dito a *gradiente transversal*) são constituídos de uma parede auxiliar que gera um gradiente de temperatura proporcional ao fluxo térmico que atravessa a parede. A medida desse gradiente é normalmente feito por termopares dispostos entre as superfícies isotermas que delimitam a parede auxiliar. A construção da rede termoelétrica pode ser simplificada através da utilização do depósito eletrolítico de uma camada de cobre sobre um fio de constantan, de modo a eliminar o problema da fabricação de um grande número de junções termoelétricas soldadas. Mas o transdutor continua com uma grande espessura, que é fonte de erro de medição.

Os termopares diferenciais também podem ser construídos utilizando técnica dito a furos metalizados, contudo o risco de ruptura do circuito é elevada, impossibilitando a construção de transdutores com superfícies de medida mais elevadas.

O presente trabalho é relativo a um outro tipo de transdutor, dito a *gradiente tangencial*, que determina o fluxo de calor através da medida de um gradiente de temperatura em um plano tangente ao plano de medida do fluxo (Leclercq e Thery, 1986). Uma assimetria física desvia as linhas de fluxo, gerando uma diferença de temperatura sobre a termopilha planar. O desvio das linhas de fluxo é causado pelo contato pontual entre a superfície isoterma superior e a parede auxiliar, segundo o esquema mostrado na figura 4.

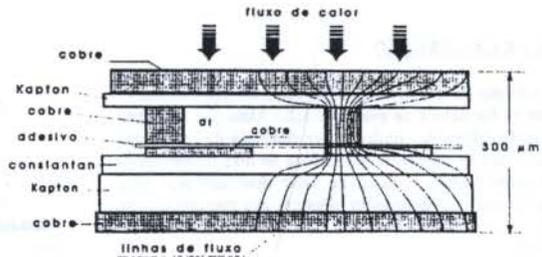


Figura 4 - Princípio de base de um transdutor de fluxo de calor a gradiente tangencial

As diferenças de temperaturas são medidas por termopares planares a eletrodos depositados ligados em série. Cada um dos termopares converte a diferença de temperatura em f.e.m Seebeck. A f.e.m produzida é diretamente proporcional ao número de termoelementos distribuídos sobre a superfície útil do sensor.

MÉTODO DE FABRICAÇÃO

A utilização de técnicas de fabricação de circuitos eletrônicos por fotogravura é utilizada para a realização do transdutor. O material de base para construção dos termopares diferenciais é uma folha fina de constantan (25 µm de espessura) aplicada sobre um suporte de Kapton (80 µm de espessura). Após a aplicação de um filme fotosensível a ultravioleta, as pistas são recortadas por pulverização de uma solução ácida (percloroeto de ferro). Os termopares são formados por uma segunda máscara precedido de uma deposição eletrolítica de cobre.

A parte responsável pelo desvio das linhas de fluxo é realizada de maneira similar: um sanduíche, formado por duas folhas de cobre de 80 µm de espessura e uma película isolante, recebe o filme fotosensível. Um ataque químico recorta os pinos que desviarão as linhas de fluxo. A figura 5 mostra o conjunto antes da montagem final.

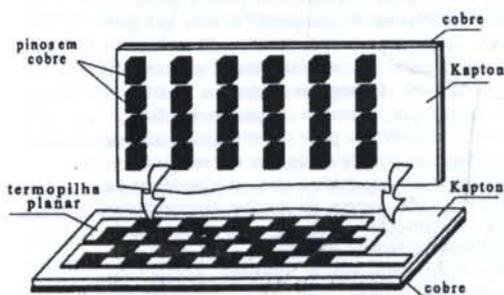


Figura 5 - Esquema das duas partes do circuito antes da montagem

A utilização de técnicas de fotogravura facilita a fabricação de transdutores com grande superfície de medida. Tal característica é fundamental no estudo de trocas térmicas em edificações: o transdutor deve ter uma superfície de medida superior às não homogeneidades da superfície no qual ele está aplicado. A espessura reduzida, a alta sensibilidade e o baixo custo dessa técnica de fabricação o coloca numa posição privilegiada em comparação com os demais tipos de transdutores existentes.

SISTEMA DE CALIBRAÇÃO

A precisão de um transdutor de fluxo de calor depende diretamente da fiabilidade de sua calibração. Uma das maneiras mais diretas de calibração, podendo ser chamada de calibração primária, consiste na calibração simultânea de dois transdutores utilizando como padrão o fluxo de calor dissipado por uma resistência elétrica com dimensões idênticas aos transdutores (a resistência é construída segundo às mesmas técnicas de fotogravura).

Num primeiro tempo a resistência aquecedora é colocada entre os dois transdutores conforme mostrado na Figura 6. Um banho termostatizado garante a homogeneidade de temperatura nas placas.

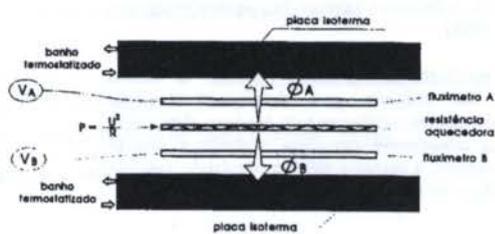


Figura 6 - 1ª configuração para calibração

Considerando que todo o fluxo de calor dissipado pela resistência aquecedora (P) atravessa a superfície ativa dos dois transdutores, temos:

$$P = \phi_A + \phi_B \quad [W] \quad (8)$$

Num segundo tempo dispomos os transdutores conforme a configuração mostrada na Figura 7. Um mesmo fluxo de calor atravessa os dois transdutores dispostos em série:

$$\phi_A' = \phi_B' \quad (9)$$

O isolante elétrico tem somente a função de minimizar as perdas de calor pela superfície superior da resistência, não desempenhando nenhuma função ativa no processo.

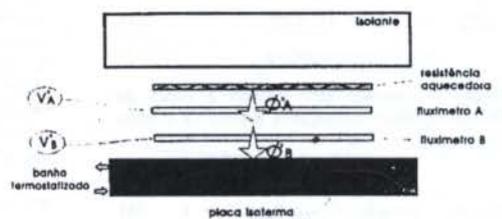


Figura 7 - 2ª configuração para calibração

Se c_A e c_B são constantes de proporcionalidade entre o fluxo de calor (ϕ) e a tensão (V) em cada um dos transdutores, obtemos a partir das relações precedentes,

$$P = c_A V_A + c_B V_B \quad (10)$$

$$c_A V_A' = c_B V_B' \quad (11)$$

que reagrupadas conduzem a:

$$c_A = \frac{P}{V_A + \frac{V_A'}{V_B} V_B} \quad \left[\frac{W}{V} \right] \quad (12)$$

$$c_B = \frac{P}{V_B + \frac{V_B'}{V_A} V_A} \quad \left[\frac{W}{V} \right] \quad (13)$$

Na maior parte dos casos estamos interessados na densidade de fluxo (ϕ) medida pelo transdutor, representado por:

$$\phi = s \cdot V \quad \left[\frac{W}{m^2} \right] \quad (14)$$

onde s é a constante de calibração de cada transdutor. Sendo A a área, obtemos as relações seguintes:

$$s_A = \frac{P}{A \left(V_A + \frac{V_A'}{V_B} V_B \right)} \left[\frac{W}{Vm^2} \right] \quad (15)$$

$$s_B = \frac{P}{A \left(V_B + \frac{V_B'}{V_A} V_A \right)} \left[\frac{W}{Vm^2} \right] \quad (16)$$

onde,

s_A, s_B = sensibilidade dos transdutores A e B ($W/(Vm^2)$)

V_A, V_B = f.e.m. produzida pelos transdutores na primeira configuração (V)

V_A', V_B' = f.e.m. produzida pelos transdutores na segunda configuração (V)

A = superfície do transdutor (m^2)

P = potência elétrica dissipada pela resistência na primeira configuração (W)

A figura 8 mostra os resultados da calibração de dois fluxímetros com $5 \times 5 \text{ cm}^2$ de superfície.

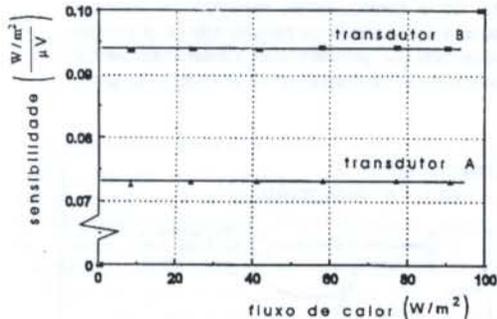


Figura 8 - Curva típica de calibração de transdutores de fluxo de calor a gradiente tangencial com $5 \times 5 \text{ cm}^2$ de superfície

A resolução de medição é da ordem do microvolt, permitindo o registro de variações de fluxo de calor da ordem de 10 mW/m^2 . A resposta ao fluxo de calor é linear dentro de uma faixa de temperatura equivalente aos termopares do tipo T.

CONCLUSÃO

Os transdutores de fluxo de calor a gradiente tangencial vêm preencher uma lacuna na área de instrumentação. A utilização de técnicas de circuitos a eletrodos depositados permite a realização de transdutores de fluxo de calor com espessura reduzida, alta sensibilidade e grandes superfícies de medição a um custo relativamente baixo. Sua espessura reduzida ($300 \mu\text{m}$) lhe confere uma baixa constante de tempo ($\approx 400 \text{ ms}$), permitindo a caracterização de fenômenos transientes. Novos sensores estão em desenvolvimento, em especial radiômetros a banda seletiva e transdutores resistentes a alta temperatura (atualmente os sensores suportam até $160 \text{ }^\circ\text{C}$).

REFERÊNCIAS

- Calvet, E. et Prat, H. - "Les effets thermoélectriques". Microcalorimétrie, Ed. Masson, pp. 13-20, 1956.
- Güths, S., "Anémomètre a Effet Peltier et Fluxmètre Thermique. Conception et Réalisation. Application à l'Etude de la Convection Naturelle". Thèse de Doctorat, l'Université d'Artois, France, 1994.

- Hannay, N.B. - "Semiconductors". Reinhold, Publishing Corp., New-York, 1959.
- Leclercq, D. - "Contribution à l'étude de l'effet Peltier dans les circuits bimétalliques à électrodes plaquées. Application à la conception de nouveaux capteurs". Thèse de Doctorat d'Etat, Université de Sc. et Tech. de Lile Flandres-Artois, France, 1991.
- Leclercq, D. e Thery, P. - "Three Dimensional Thermoelectric Coupling in Bimetallic Printed Circuit. Application for Designing New Heat Flow Sensors". Workshop on Heat Flow Measurement, Budapest, 1986.
- Thery, P. et Pauquet, J. - "Propriétés thermoélectriques des systèmes à deux couches conductrices superposées". J. of Physics E. Sci. Instruments, vol. 13, pp. 323-327, 1980.

ABSTRACT

The present paper deals with designing and realizing a very thin thermal flowmeter. High sensitivities can be achieved by resorting to well-adjusted asymmetrical constrictions of the heat flow lines proceeding through the working surface of the sensor. With regard to easiness in a prospective industrial manufacture, the thermoelectric circuit is shaped as a plane low thick, bimetallic printed circuit.

VEHÍCULO SENSORIZADO PARA LA CONTRASTACIÓN DE LOS EQUIPOS DE UNA ESTACIÓN DE INSPECCIÓN TÉCNICA DE VEHÍCULOS.

Dr. Díaz, Vicente - Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad Carlos III de Madrid - España.

Dr Aparicio, Francisco - INSIA - España.

Prof. Velasco, Emilio - Universidad Carlos III de Madrid - España.

RESUMEN

Se presenta aquí un vehículo prototipo diseñado para la verificación del correcto funcionamiento de una ITV. Este prototipo ha sido subvencionado por Supervisión y Control, S.A., empresa concesionaria de las Estaciones ITV en Galicia (España). La comprobación del estado de aquellos sistemas que afectan a la seguridad de la conducción: dirección, frenos, luces, etc., se realiza empleando bancos de ensayo especiales. Este vehículo es capaz de determinar el estado de estos equipos, permitiendo además detectar posibles discrepancias entre diferentes líneas de inspección y de distintas estaciones ITV.

INTRODUCCIÓN

El objetivo principal de una Estación de Inspección Técnica de Vehículos es controlar que todos los vehículos que circulan cumplen con unos requisitos mínimos de seguridad. Para ello la Estación ITV comprueba el estado de los principales sistemas del vehículo que afectan a la seguridad de circulación. Para realizar estas comprobaciones, las estaciones ITV cuentan con una serie de máquinas y bancos de ensayo colocadas en la denominada línea de inspección. La fiabilidad de los equipos garantiza que la inspección sea correcta. Se ha diseñado un vehículo sensorizado para chequear los equipos que las ITV emplean.

El vehículo prototipo puede variar y controlar el estado de los sistemas de dirección, frenos, luces, señalización, gases de escape y suspensión, mediante un ordenador embarcado y la instrumentación realizada. La alteración de los parámetros transforma el vehículo desde su correcto estado hasta unas condiciones pésimas de utilización. Esto permite al vehículo comprobar el correcto funcionamiento de las líneas de inspección de una ITV con la simple operación de pasar el prototipo, como si fuese un vehículo más a inspeccionar, por la línea en cuestión. A continuación se describe cada uno de los sistemas. El modelo de vehículo empleado es un Citroën AX 1.1.

SISTEMA DE DIRECCIÓN

La ITV, empleando un alineador al paso, determina la alineación de las ruedas del eje delantero. En esencia lo que analiza es el esfuerzo lateral producido por el neumático sobre la calzada al rodar éste. Este esfuerzo depende de la pisada del neumático, que a su vez depende de las cotas de dirección.

La regulación de la convergencia en las ruedas delanteras en este vehículo se realiza mediante un accionamiento hidráulico que posee un mecanismo implantado sobre la timonería de la dirección de cremallera (fig. 1). De esta manera se permite la regulación desde el interior del habitáculo.

El mecanismo ideado sustituye el apoyo de la barra derecha a la salida de la cremallera. De esta forma se consigue un efecto similar a acortar o alargar la barra de la

dirección. Esta modificación de la longitud de la barra de la dirección provoca la variación de la convergencia o divergencia de la rueda, medida mediante un sensor de desplazamiento potenciométrico posicionado en el cilindro-bomba. Conocida la posición del cilindro es sencillo determinar cuanto se ha desplazado la barra de la dirección.

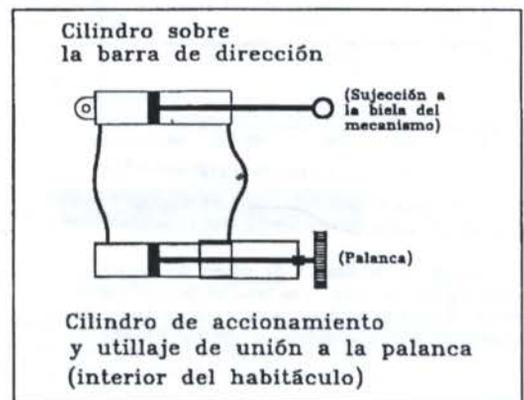


Figura 1: Croquis del circuito hidráulico para la variación de la convergencia.

El ordenador de a bordo (fig. 2) registra estas variaciones posibles y, con la calibración adecuada, se correlaciona la desviación del vehículo, en m/Km, con la convergencia divergencia de la rueda, expresada en mm. Como el estado de la dirección del vehículo lo conocemos perfectamente, podemos determinar si la alineadora al paso de la ITV mide correctamente al hacer pasar el prototipo por la línea de inspección. La variación de la convergencia es continua y el rango de actuación varía desde 18 m/Km divergente hasta 14 m/Km convergente, que es más que suficiente para comprobar el estado de la alineadora, sobre todo teniendo en cuenta que el umbral de rechazo de una ITV en España está en 10 m/Km.

SISTEMA DE SUSPENSIÓN

La modificación de la suspensión se ha realizado en

el eje delantero, que es de tipo McPherson y con amortiguadores hidráulicos. Para ello se han sustituido los dos amortiguadores originales por dos regulables, de paso variable (y por tanto de coeficiente de amortiguamiento regulable). El paso de cada uno de los amortiguadores se

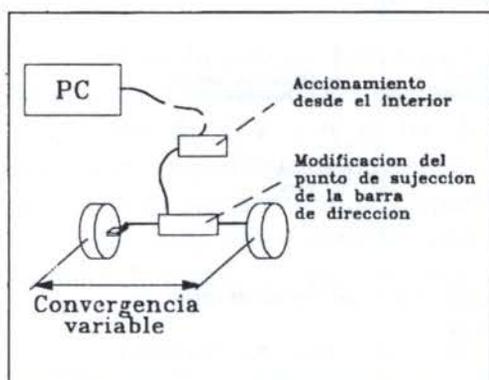


Figura 2: Esquema de Funcionamiento del Sistema de Control de la Dirección.

regula accionando un dispositivo coaxial con el vástago y que gira respecto de éste. Esta operación se realiza desde el extremo superior del amortiguador. Girando el mecanismo del extremo del vástago se varía la característica del amortiguador, consiguiendo así que pase de duro a blando o viceversa. Este giro se realiza mediante un motor paso a paso que, conectado al amortiguador a través de una transmisión, hace girar el dispositivo. El movimiento del motor está controlado a través del ordenador embarcado.

A través del ordenador embarcado, el usuario puede modificar el amortiguamiento de una o las dos ruedas delanteras con el fin de conseguir una respuesta concreta del banco de suspensiones (fig. 3). La regulación es continua en todo el rango, si bien para una comprobación sencilla y rápida se han fijado cuatro puntos de actuación con diferentes amortiguamientos.

Debido a que el sistema tiene dos partes independientes, se puede variar el amortiguamiento de cada lado del vehículo y conseguir desequilibrios de amortiguación muy acusados.

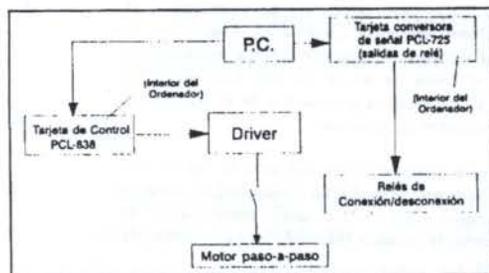


Figura 3: Conexiones generales del ordenador a los motores paso-a-paso de regulación de la suspensión.

SISTEMA DE FRENOS

Un vehículo resulta rechazado en una inspección cuando tiene una insuficiencia de eficacia de frenada en alguno de los dos ejes o un desequilibrio excesivo en la misma. Para inspeccionar de los frenos las estaciones ITV disponen de un frenómetro. El sistema de control de frenos del vehículo altera la eficacia y provoca desequilibrios en los frenos, controlando en todo momento su estado, para lo cual se han modificado los frenos de las ruedas delanteras con este fin. En la figura 4 se puede observar el sistema de frenos. El circuito de frenos en el eje delantero es independiente para cada rueda.

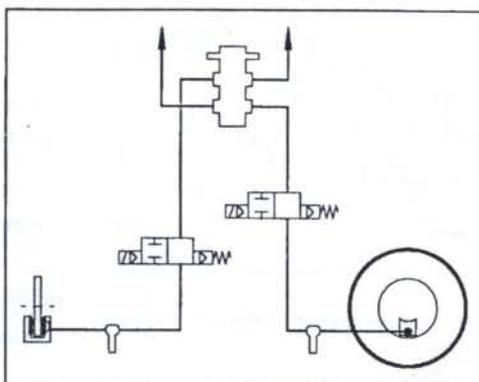


Figura 4: Circuito de Frenos modificado con: electroválvulas, y sensores de presión.

En cada uno de los ramales del circuito delantero se ha intercalado un sensor de presión con objeto de conocer en todo momento la presión hidráulica del circuito, que actúa directamente en el bombín del disco de freno. Para poder limitar la fuerza de frenado se ha colocado una electroválvula en cada uno de los ramales del circuito, de esta forma limitando la presión del circuito de frenos se consigue limitar la fuerza de frenado en la rueda.

El control del sistema (fig. 5) lo realiza el ordenador, que a la vista de la lectura del sensor de presión ordena el corte de la electroválvula cuando se alcanza la presión que determina la fuerza de frenado seleccionada.

Cuando la presión del circuito alcanza el valor prefijado, el ordenador evita que la presión siga subiendo actuando a través de las electroválvulas. De esta forma queda limitada la fuerza de frenado a un valor conocido, que debe coincidir con el que el banco proporciona cuando el funcionamiento de este último es el correcto.

Debido a que el control de cada circuito es independiente, se puede conseguir una fuerza de frenado insuficiente o un desequilibrio en la frenada. Ambas acciones provocarían un rechazo en la ITV.

SISTEMAS DE GASES

La emisión excesiva de monóxido de carbono (en España superior al 5% de CO) es un defecto muy grave que inhabilita el vehículo para la circulación.

Para contrastar el resultado de las mediciones efectuadas por la ITV, el vehículo incorpora un analizador de gases que proporciona el valor del nivel de emisión de porcentaje en volumen de CO. Con el fin de extraer el gas del mismo punto que la sonda del analizador de la ITV se ha realizado una conexión desde el habitáculo del vehículo (fig 6). Esta conecta el analizador de CO con la salida del tubo de escape. El ordenador de a bordo recibe información del valor instantáneo de %CO en volumen. El nivel de concentración de CO se puede variar desde el interior del vehículo.

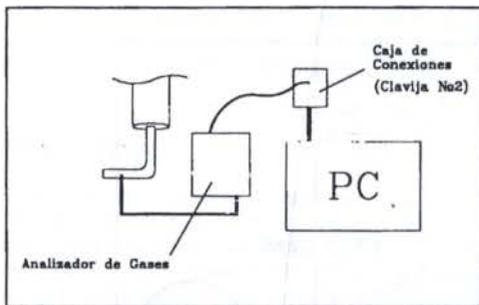


Figura 6: Elementos y Conexiones del Sistema de Análisis de Gases.

El analizador posee un sistema de calibración empleando botellas de gases calibrados, trazables por la Sociedad Española de Oxígeno.

SISTEMAS DE LUCES Y SEÑALIZACIÓN

El incorrecto funcionamiento de las luces de alumbrado o de los dispositivos de señalización puede llegar a ser motivo de rechazo de un vehículo en una ITV.

Para alterar el funcionamiento de las luces y los elementos de señalización se ha modificado el circuito eléctrico del vehículo. Los parámetros en los que se puede actuar son:

- Luces de posición delanteras y traseras.
- Luces de cruce.
- Luces de carretera.
- Control de intensidad de las luces de carretera.
- Luces de accionamiento del freno.
- Intermitentes.
- Marcha atrás.
- Antiniebla trasera.
- Bocina.
- Orientación del faro delantero derecho.

El mal funcionamiento se consigue intercalando un relé electromagnético en el circuito de la luz correspondiente. El accionamiento del relé abre el circuito e impide que la luz funcione. El ordenador embarcado, controla todo el sistema.

La variación de intensidad de las luces largas se consigue intercalando una resistencia eléctrica en el circuito (fig. 7). Mediante relés, comandados por el ordenador, se

conecta o desconecta la resistencia que actúa como divisor de tensión.

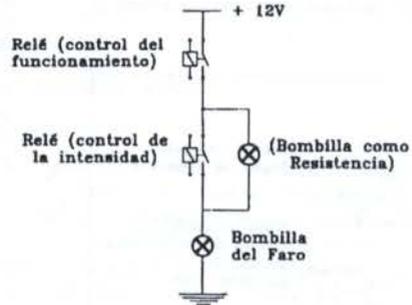


Figura 7: Esquema eléctrico del circuito de control de intensidad luminosa.

La orientación del faro derecho se puede variar desde el ordenador. Este comanda un motor paso a paso que está acoplado al tornillo de regulación de la altura del faro. El giro del motor actúa sobre el mecanismo original del vehículo para alterar la orientación vertical del faro y gracias al control del ordenador se ha conseguido automatizar el funcionamiento.

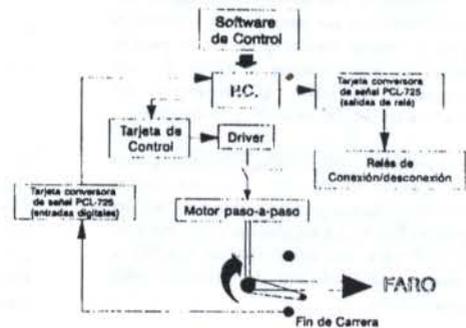


Figura 8: Esquema de funcionamiento del Subsistema de Regulación de la Orientación del Faro Derecho.

Se han fijado cinco posiciones automatizadas y la posibilidad de una regulación continua en el apartado de calibración del software. La posición central es la que se encuentra en el límite de altura del haz luminoso. Dos posiciones de altura excesiva y otras dos de altura inferior completan el conjunto de opciones.

El número de defectos provocados a la vez no está limitado. Se puede provocar el fallo de una luz, de varias o del sistema completo. Una vez realizada la comprobación de la ITV, el ordenador restaura las condiciones normales de funcionamiento.

CONCLUSIONES

El vehículo diseñado es un prototipo que posee

control sobre los sistemas que inspecciona una ITV. Puede modificar los parámetros característicos de estos sistemas en un amplio rango, controlando en todo momento cual es el estado de los mismos.

Actualmente se encuentra funcionando en fase de prueba. Se está utilizando para contrastar diferentes líneas de inspección de ITV con el fin de determinar si existen variaciones significativas de unas a otras. Los resultados que se obtengan van a permitir comprobar si los equipos de las distintas líneas ITV tienen la exactitud y ante un vehículo rechazable actúan de igual manera.

También se han realizado ensayos dinámicos, de comportamiento del vehículo, variando los parámetros de dirección, frenos y suspensión que el vehículo controla. Se pretende estudiar con ello la influencia sobre la seguridad de conducción de cada uno de estos sistemas, de forma independiente y conjunta. Los resultados de estos ensayos se encuentran todavía en fase de análisis.

REFERENCIAS

- Denny K. Miu. "Mechatronics, electromechanics and contromechanics". Springer-Verlag, New York, Inc. 1993.
- Ernest O. Doebelin. "Measurement systems". Mc.Graw Hill, 1996.
- José Manuel Huidobro. "Redes de comunicaciones". Ed Paraninfo, 1991.
- P. P. L. Regtien. "Instrumentation electronics". Prentice-Hall, New York 1987.

Summary

The designed vehicle is a prototype capable of controlling all the systems which the ITV inspects. It can alter the characteristic parameters of these systems within a broad range, controlling the condition of the aforementioned at all times.

OTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS E PROCESSOS

ANÁLISE COMPARATIVA DO PROCESSO DE SOLIDIFICAÇÃO DE METAIS SUPERAQUECIDOS EM MOLDES REFRIGERADOS

Edson dos Santos Oliveira - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal do Pará - Brasil
Antonio Luciano Seabra Moreira - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal do Pará - Brasil

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo comparativo do processo de solidificação de metais submetidos a condição de superaquecimento em moldes refrigerados com extração de calor unidirecional e radial cilíndrica, os quais são bastante utilizados na prática. São apresentados resultados dos tempos e velocidades de solidificação de diferentes metais não-ferrosos. Os valores obtidos permitem analisar a influência que a curvatura imposta pela geometria cilíndrica, em relação à plana, exerce na cinética do processo e, portanto, no controle e otimização do mesmo.

INTRODUÇÃO

Apesar do significativo progresso alcançado pelos polímeros, cerâmicos e compósitos, os materiais metálicos continuam ocupando uma importante posição no desenvolvimento industrial e tecnológico de nossa época. Os metais e suas ligas continuam sendo insubstituíveis em um elevado número de aplicações, particularmente como materiais de construção mecânica e estrutural, o que pode ser explicado pela excepcional combinação de propriedades mecânicas, físicas, elétricas e magnéticas. É importante ressaltar, que a possibilidade de combinação diversificada dos metais sob a forma de ligas, permite uma versatilidade fantástica de aplicações tecnológicas, podendo um mesmo metal ser utilizado em áreas muito diferentes (Chiaverini 1994). Embora a conformação de metais utilizando a solidificação seja o mais antigo dos processos convencionais de fabricação, tendo sido desenvolvido de forma empírica há milhares de anos, somente nas últimas décadas surgiram as primeiras pesquisas sistemáticas sobre este fenômeno incentivadas pela sua crescente utilização no desenvolvimento de novos processos tais como fundição sob pressão, fundição centrífuga, fundição por microfusão, lingotamento contínuo, reofundição, processos de solidificação rápida (PSR), refusão superficial a laser, purificação de materiais, crescimento de cristais, etc (Garcia 1994) tornando inadequado o estabelecimento dos mesmos a partir de métodos empíricos. Com a introdução de pesquisa sistemática, já se tem conseguido sensíveis modificações em operações industriais convencionais que envolvem este processo, capazes de elevar o nível de produtividade, precisão dimensional, confiabilidade e otimização da fabricação de produtos obtidos bem como introduzir técnicas em áreas de desenvolvimento mais recente como é o caso da tecnologia eletrônica.

As equações diferenciais envolvidas na análise matemática da solidificação de metais apresentam condições de contorno não lineares pois a transferência de calor acontece em regime transiente e, por conseguinte, a variação da posição da interface sólido/líquido com o tempo ocorre com velocidade variável o que dificulta bastante a obtenção de soluções analíticas exatas e totalmente gerais, dificuldade que se acentua à medida que a geometria assume formas mais complexas. Assim, a geometria plana tem sido a mais estudada e para a qual já foram desenvolvidas algumas soluções dispondo-se inclusive, em certos casos, de soluções analíticas exatas (Garcia e Prates 1978). Para outros tipos de geometrias mais simples, como por exemplo a cilíndrica e a esférica, as soluções analíticas apresentadas até o momento normalmente introduzem

simplificações de natureza física e/ou matemática para viabilizar as equações diferenciais envolvidas ou então são propostas em forma de séries infinitas o que dificulta e limita a aplicação das mesmas (Carlaw e Jacger 1959). Por outro lado, as soluções numéricas desenvolvidas são baseadas geralmente em diferenças finitas e/ou elementos finitos, o que as torna bastante complexas e específicas (Croft e Lilley 1977; Patankar 1980). Apesar disso, a literatura atualmente apresenta diversos métodos que tentam prever a cinética e os perfis de temperaturas em sistemas metal/molde durante a solidificação assim como de inúmeras publicações que sintetizam os principais trabalhos e resultados obtidos. Considerando que entre os parâmetros envolvidos no processo de solidificação os tempos e, por conseguinte, as velocidades com que o mesmo evolui assumem particular importância, uma vez que influem diretamente no tamanho, orientação, forma e distribuição do grão, espaçamento interdendrítico, distribuição de microsegregações, formação de microporosidades, etc, neste trabalho é realizado um estudo comparativo dos tempos e velocidades de solidificação de metais em moldes refrigerados com extração de calor unidirecional e radial cilíndrica com o objetivo de analisar a influência do superaquecimento sobre estes parâmetros. Os resultados possibilitam verificar a importância dos efeitos impostos pela curvatura da geometria cilíndrica, em relação à geometria unidirecional, na cinética do processo e, portanto, no controle e otimização do mesmo.

EQUAÇÕES MATEMÁTICAS

Apesar do considerável avanço alcançado pelas soluções numéricas, é muito importante o desenvolvimento paralelo de métodos analíticos para representar o fenômeno da solidificação de metais uma vez que, além da simplicidade de aplicação, estes métodos possibilitam uma visualização direta das variáveis envolvidas no referido processo permitindo que se exerça um controle imediato sobre a influência dos diversos parâmetros envolvidos no mesmo. Assim, neste trabalho, o estudo comparativo anteriormente mencionado foi desenvolvido a partir de métodos analíticos existentes na literatura, um dos quais proposto por um dos autores deste trabalho. Estes métodos, comprovados experimentalmente, que analisam respectivamente a influência do superaquecimento nos tempos e velocidades de solidificação de metais em moldes refrigerados com extração de calor unidirecional (Medeiros 1979) e radial cilíndrica (Moreira 1983) consideram a relação (V_s/A_i) parâmetro que depende diretamente da espessura solidificada. Os mesmos admitem como hipóteses de ordem física que o coeficiente de

transferência de calor entre o metal e fluido de refrigeração permanece constante durante o processo, que as interfaces sólido/líquido são macroscopicamente plana e circular, que as propriedades físicas do metal e do molde não variam com a temperatura e, finalmente, que a resistência ao fluxo de calor entre o metal e o fluido de refrigeração equivale a uma parcela hipotética adicionada ao sistema metal/molde correspondente a uma camada virtual de metal previamente solidificada. As equações obtidas para os tempos e as velocidades de solidificação para o sistema unidirecional foram:

$$t = \frac{1}{4a_s \phi^2} \left(\frac{V_s}{A_i} \right)^2 + \frac{c_s \rho_s}{\sqrt{\pi} \phi \exp(\phi^2) \operatorname{erf}(\phi) h_i} \left(\frac{V_s}{A_i} \right) \quad (1)$$

$$v = \left(\frac{dt}{ds} \right)^{-1} = \left[\frac{1}{2a_s \phi^2} \left(\frac{V_s}{A_i} \right) + \frac{c_s \rho_s}{\sqrt{\pi} \phi \exp(\phi^2) \operatorname{erf}(\phi) h_i} \right]^{-1} \quad (2)$$

Para o caso do sistema radial cilíndrico as equações obtidas foram as seguintes:

$$t = \left[2 - \left(\frac{r_f}{r_o} \right)^2 \right] \left[\frac{1}{4a_s \phi^2} \left(\frac{V_s}{A_i} \right)^2 + \frac{c_s \rho_s}{\sqrt{\pi} \phi \exp(\phi^2) \operatorname{erf}(\phi) h_i} \left(\frac{V_s}{A_i} \right) \right] \quad (3)$$

$$v = \left\{ \frac{1}{C_2} \frac{r_f}{r_o} \left[2 - \left(\frac{r_f}{r_o} \right)^2 \right] \left[\frac{2C_1^2}{4\phi^2} \left(\frac{V_s}{A_i} \right) + C_3 C_1 \right] + \frac{2}{r_o} \left[\frac{C_1^2}{4\phi^2} \left(\frac{V_s}{A_i} \right)^2 + C_3 C_1 \left(\frac{V_s}{A_i} \right) \right] \right\}^{-1} \quad (4)$$

onde,

$$C_1 = \frac{h_i}{k_s} \quad (5)$$

$$C_2 = \frac{h_i^2}{k_s \rho_s c_s} \quad (6)$$

$$C_3 = \frac{1}{\sqrt{\pi} \phi \exp(\phi^2) \operatorname{erf}(\phi)} \quad (7)$$

e ϕ é uma constante designada pela seguinte equação (Garcia 1978):

$$\frac{\exp(\phi^2)}{\operatorname{erf}(\phi)} - m \frac{(T_v - T_f) \exp(-n^2 \phi^2)}{(T_f - T_o) \operatorname{erfc}(n\phi)} - \frac{\sqrt{\pi} H \phi}{c_s (T_f - T_o)} = 0 \quad (8)$$

$$m = \sqrt{\frac{k_l \rho_l c_l}{k_s \rho_s c_s}} \quad (9)$$

$$n = \sqrt{\frac{a_s}{a_l}} \quad (10)$$

$$a = \text{difusividade de temperatura} \left(a = \frac{k}{\rho c} \right)$$

A_i = área de troca de calor na interface metal/molde

c = calor específico

h = coeficiente de troca de calor

H = calor latente

k = condutibilidade térmica

r_o = raio do molde

r_f = raio da interface sólido/líquido

T_o = temperatura do meio que extrai calor

T_v = temperatura de vazamento

T_f = temperatura de fusão

V_s = volume de material solidificado

ρ = densidade

ϕ = constante de solidificação definida pela equação (8)

Sub-índices:

i = interface metal/molde

l = metal líquido

s = metal sólido

É importante ressaltar que a verificação da validade das equações (1), (2), (3) e (4) foi realizada através de comparação com resultados obtidos experimentalmente. Nos cálculos dos tempos e velocidades de solidificação foram utilizadas as propriedades físicas apresentadas na tabela 1 (Smithells 1976).

Tabela 1: Propriedades físicas dos metais utilizados

propriedades	metal	alumínio	estanho
c_s (J/kg K)		1130	260
c_l (J/kg K)		1080	250
k_s (J/m s K)		209,0	46,0
k_l (J/m s K)		93,0	30,0
ρ_s (kg/m ³)		2600	7200
ρ_l (kg/m ³)		2380	7000
H (J/kg)		385000	60000
T_f (K)		933	505
T_o (K)		298	298
h_i (J/m ² s K)		4500	4300

Os resultados para os tempos e velocidades de solidificação para superaquecimento nulo, em ambos os tipos de geometrias, foram estimados a partir de equações propostas anteriormente (Garcia 1978; Santos 1980).

RESULTADOS E DISCUSSÕES

As figuras 1 (a) e (b) apresentam os resultados dos tempos de solidificação em função da espessura alcançada para o alumínio e o estanho solidificados em moldes refrigerados com extração de calor unidirecional, com diferentes graus de superaquecimento. Considerando-se um mesmo material, podemos observar que para uma determinada camada solidificada, ocorre um sensível aumento no tempo de solidificação à medida que se eleva o nível de superaquecimento, o que já era esperado, uma vez que maiores quantidades de calor devem ser retiradas do sistema durante a solidificação, sendo que estes tempos são bem menos elevados para o alumínio em função de suas propriedades físicas.

Nas figuras 2 (a) e (b) são mostrados os resultados dos tempos de solidificação em função da espessura atingida obtidos para o alumínio e o estanho solidificados, nas mesmas condições, em moldes com geometria cilíndrica. Da mesma forma que no caso anterior, nota-se que à medida que o grau de superaquecimento aumenta, são verificados maiores tempos para uma mesma camada solidificada, fato que pode ser explicado pelos mesmos motivos citados anteriormente para o

caso da placa, sendo que estes tempos são igualmente menos elevados para o alumínio.

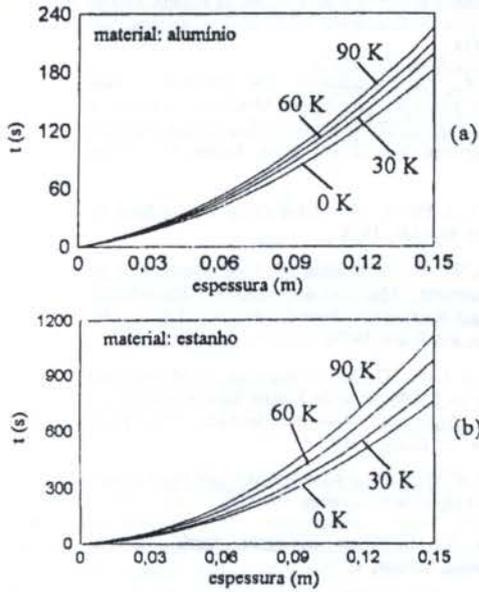


Figura 1 : Tempos de solidificação em função da camada de metal sólido em moldes refrigerados com fluxo de calor unidirecional : (a) alumínio e (b) estanho.

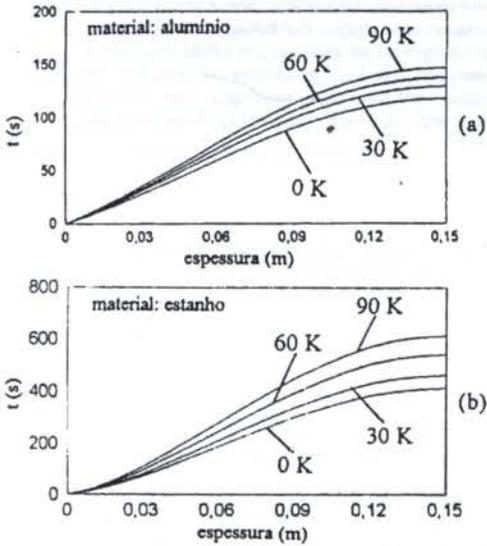


Figura 2 : Tempos de solidificação em função da camada de metal sólido em moldes refrigerados com fluxo de calor radial cilíndrico : (a) alumínio e (b) estanho.

Por outro lado, levando-se em conta um mesmo material, solidificado nas mesmas condições nos tipos de moldes considerados, podemos observar que para uma mesma espessura alcançada pela interface sólido/líquido, os tempos de solidificação são menores no cilindro fato que pode ser justificado pelo rápido aumento da taxa de redução do volume de metal líquido remanescente no final do processo, provocando uma acentuada redução na quantidade de calor latente a ser retirada do sistema (figura 3). É conveniente ressaltar que, enquanto na geometria unidirecional os tempos de solidificação tendem a crescer cada vez mais nos instantes finais do processo,

na geometria radial cilíndrica, em função dos motivos acima citados, estes tempos apresentam uma variação em relação à espessura de metal solidificado bem menor nos instantes finais do mesmo.

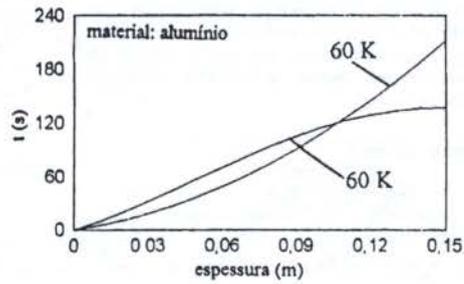


Figura 3 : Comparação entre os tempos de solidificação em função da camada de metal sólido em moldes refrigerados com fluxo de calor unidirecional e radial cilíndrico para o alumínio com superaquecimento igual a 60 K.

As figuras 4 (a) e (b) apresentam os resultados obtidos para o inverso das velocidades de solidificação em função da camada de metal atingida, para o alumínio e o estanho solidificados em moldes refrigerados com extração de calor unidirecional submetidos a diferentes níveis de superaquecimento. Podemos observar que as velocidades de solidificação diminuem linearmente com a espessura de metal sólido à medida que o processo evolui. Da mesma forma, considerando-se um mesmo material, nota-se que, para uma mesma posição da interface sólido/líquido, ocorre uma diminuição nas velocidades de solidificação para níveis mais elevados de superaquecimento do metal líquido, o que pode ser igualmente explicado pelos motivos anteriormente expostos para o caso dos tempos de solidificação, sendo que estas velocidades são bem mais elevadas para o caso do alumínio devido suas propriedades físicas.

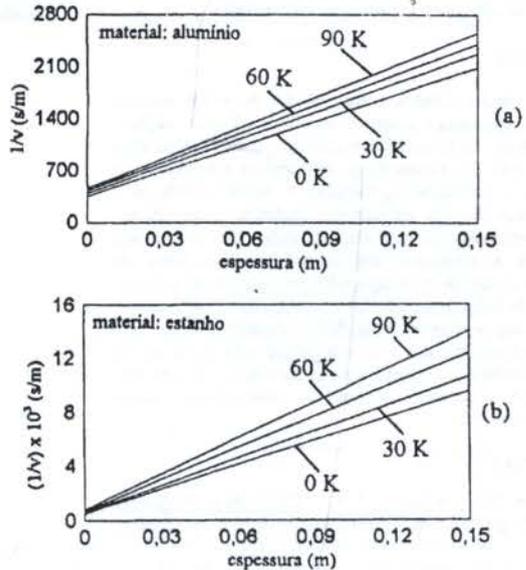


Figura 4 : Inversos das velocidades de solidificação em função da espessura de metal sólido em moldes refrigerados com fluxo de calor unidirecional : (a) alumínio e (b) estanho.

Finalmente, nas figuras 5 (a) e (b) são mostrados os resultados dos inversos das velocidades de solidificação, em relação à espessura de metal alcançada, obtidos para o alumínio e o estanho solidificados nas mesmas condições. Podemos

observar que, neste caso, as velocidades inicialmente diminuem de valor, atingem um valor mínimo e voltam a crescer no final do processo, o que pode ser igualmente explicado pelos motivos citados anteriormente para o caso dos tempos de solidificação no sistema radial cilíndrico. Podemos notar, também neste caso, que as velocidades de solidificação diminuem à medida que o grau de superaquecimento se leva, sendo que as mesmas são bem menores para o estanho quando se considera uma mesma espessura de metal solidificada.

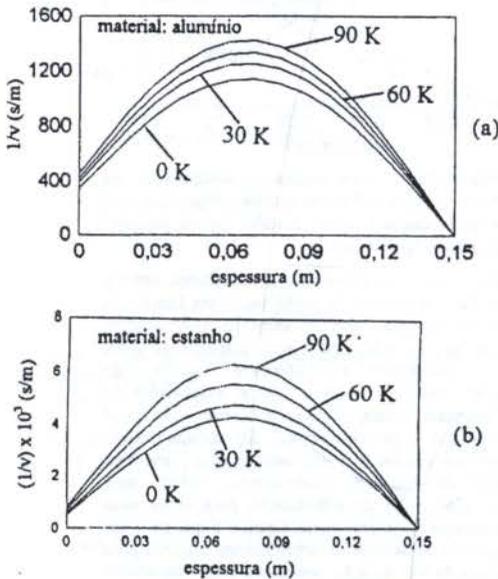


Figura 5 : Inversos das velocidades de solidificação em função da espessura de metal sólido em moldes refrigerados com fluxo de calor radial cilíndrico : (a) alumínio e (b) estanho.

CONCLUSÃO

Os resultados obtidos neste trabalho permitem concluir que é muito importante o desenvolvimento de soluções analíticas para o estudo da solidificação de metais uma vez que estas, além da boa precisão em alguns casos, apresentam a vantagem da simplicidade e facilidade de cálculo. A análise comparativa realizada demonstra que os métodos analíticos desenvolvidos podem ser utilizados em uma série de aplicações de interesse prático para a estimativa dos tempos e velocidades de solidificação de metais superaquecidos em moldes refrigerados com fluxo de calor unidirecional e radial cilíndrico, bastante empregados em processos de fundição, possibilitando que seja observada a influência dos efeitos impostos pela curvatura da geometria cilíndrica em relação à plana na cinética do processo de solidificação e, portanto, no controle e otimização do mesmo nas citadas geometrias.

REFERÊNCIAS

- Carslaw, H. S. e Jaeger, J. C., "Conduction of Heat in Solids", pp.282-296, Oxford University Press, London, 1959.
- Chiaverini, V., "O Papel da Engenharia na Era dos Materiais", *Anais do III Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste*, Vol. II, pp. 65-68, Belém, PA, Brasil, 1994.
- Croft, D. R. e Lilley, D. G., "Heat Transfer Calculations Using Finite Difference Equations", *Applied Science Publishers*, London, 1977.

Garcia, A., "Desenvolvimento e Verificação experimental de um modelo matemático para análise da solidificação de metais", Tese de Doutorado, UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1978.

Garcia, A., "A Solidificação dos Materiais e suas Interfaces com as Engenharias Mecânica, Química e Elétrica", *Anais do III Congresso de Engenharia Mecânica Norte Nordeste*, Vol. II, pp. 59-64, Belém, PA, Brasil, 1994.

Garcia, A. e Prates, M., *Metallurgical Transactions B*, Vol. 9, pp. 449-457, 1978.

Medeiros, M. D., "Influência do Superaquecimento no Comportamento Térmico de Sistemas Metal/Molde Durante a Solidificação", Tese de Mestrado, UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1979.

Morceira, A. L. S., "Desenvolvimento de um Método para a Análise da Solidificação de Metais Superaquecidos em Moldes Refrigerados", Tese de Mestrado, UNICAMP, Campinas, SP, Brasil, 1983.

Patankar, S., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill, New York, 1980.

Smithells, C. J., "Metals Reference Book", 5 ed., Butterworths, London, 1976.

SUMMARY

This work presents a comparative study about the solidification process of metals initially at a temperature above the melting point (superheated) in unidirectional and cylindrical cooled moulds in order to analyse the influence of the casting curvature on the kinetics of the process. The solidification times and rates of plane and cylindrical geometries are compared by using mathematical methods already developed. The obtained results are able to improve possible practical applications of the foundry process.

ANÁLISE PREDITIVA DO COMPORTAMENTO OPERACIONAL DE MANCAIS AXIAIS DE DESLIZAMENTO HIDRODINÂMICO

Waldemir de Jesus Salles - Instituto de Engenharia Mecânica
Escola Federal de Engenharia de Itajubá - Brasil
Vilmar Arthur Schwarz - Instituto de Engenharia Mecânica
Escola Federal de Engenharia de Itajubá - Brasil

RESUMO

Um modelo teórico, na forma adimensional, é apresentado com objetivo de se elaborar uma análise preditiva do comportamento operacional de um mancal axial de deslizamento, onde se aplicou a teoria isotérmica da lubrificação hidrodinâmica. Foram desenvolvidas simulações computacionais para ampla faixa de relações B/L e K . A análise preditiva é feita com base nos "parâmetros resultantes", os quais estão apresentados em forma de tabelas e gráficos.

INTRODUÇÃO

Superfícies metálicas em contato, deslocando-se com movimentos relativos, evidenciam o aparecimento de atritos e conseqüente elevação de temperatura. Esse efeito foi exhaustivamente analisado por Pinkus (1961) e Khonsari (1987).

Num mancal hidrodinâmico, o efeito térmico na lubrificação deve ser avaliado para uma análise preditiva de seu comportamento operacional. Esse parâmetro afeta efetivamente o comportamento do mancal em fatores como capacidade de carga, perda de potência, etc. Jakobsson e Floberg (1958) estudaram os mancais axiais com sapata de largura infinita, utilizando cálculos numéricos. No trabalho ora apresentado, tratamos de um mancal com sapata de largura finita, onde é considerada o efeito das vazões laterais no parâmetro elevação de temperatura. Utilizou-se aqui a equação de Reynolds na forma adimensional, para obtenção dos "parâmetros resultantes" apresentados nas tabelas e gráficos.

MODELO FÍSICO

O sistema é composto conforme figuras 1, 2 e 3 onde os parâmetros físicos e geométricos são mostrados.

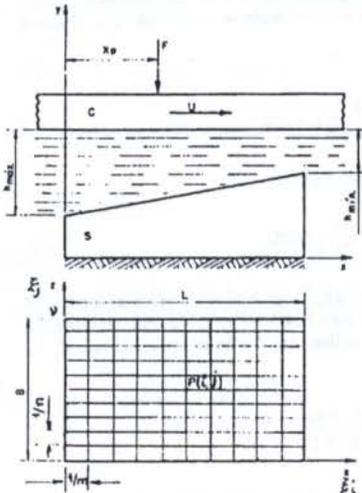


FIGURA 1 - Parâmetros geométricos do sapata.

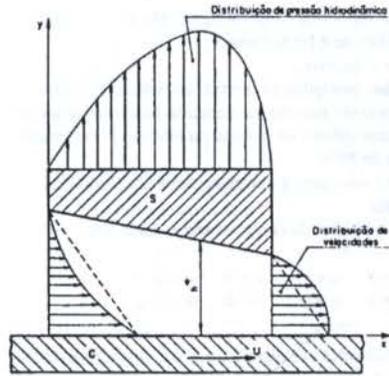


FIGURA 2 - Perfil da distribuição de pressão e velocidade.

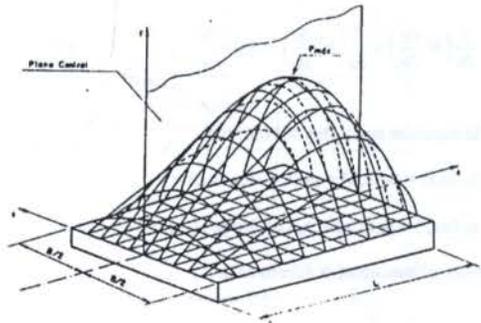


FIGURA 3 - Distribuição de pressão hidrodinâmica.

Sejam S (sapata) uma superfície fixa e inclinada e uma outra superfície C (colar), móvel com velocidade U conforme mostra a figura 1. O espaço convergente entre as duas superfícies, sendo preenchido com óleo, constituindo a chamada cunha de óleo. A medida que o fluido é conduzido para o interior da cunha, ocorre a pressão hidrodinâmica que está associada à convergência da superfície (inclinação). Essa pressão hidrodinâmica será a responsável pela separação das superfícies.

Normalmente no projeto de um mancal axial hidrodinâmico são fixados, a priori, os chamados "parâmetros independentes" tais como:

- Comprimento L e largura B da sapata
- Inclinação K da sapata (adimensional)
- Tipo de óleo lubrificante e sua temperatura de entrada Te
- Velocidade U do colar
- Rugosidade superficial combinada σ da sapata e colar.

A análise preditiva do comportamento operacional é feita com base nos seguintes parâmetros adimensionais:

- Pressão hidrodinâmica máxima $p_{0 \max}$
- Capacidade de carga Fo
- Posição do ponto de aplicação de carga ou de pivotamento
- Vazões de entrada Q_{0L} , lateral Q_{0E} e saída Q_{0S}
- Perda de potência E_0
- Elevação de temperatura ΔT_0

FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Algumas hipóteses simplificadoras são consideradas:

- O fluido lubrificante é Newtoniano.
- O escoamento é laminar
- São desprezados os efeitos da inércia, peso do lubrificante, bem como a pressão externa, no contorno da sapata, tendo-se em vista os altos valores da pressão no interior da cunha que fica na ordem de MPa.
- A viscosidade é constante e correspondente à temperatura média do fluido
- As seguintes condições de contorno são consideradas:

$$\begin{aligned} \text{para } y=0 \quad u=U \quad v=0 \quad w=0, \\ \text{para } y=h \quad u=0 \quad v=0 \quad w=0, \end{aligned}$$

u, v e w são velocidades nas direções x, y e z respectivamente. As figuras 2 e 3 mostram a distribuição de pressões numa sapata, regida pela equação de Reynolds da lubrificação hidrodinâmica, dada por:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\eta U \frac{\partial h}{\partial x} \quad (1)$$

sujeita às seguintes condições de contorno:

$$p_0(0, z) = p_0(x, b) = p_0(1, z) = p_0(x, 0) = 0,$$

$$p_0(0, \zeta) = p_0(\xi, v) = p_0(1, \zeta) = p_0(\xi, 0) = 0,$$

ou na forma adimensional já diferenciada

$$3H^3 \frac{\partial H}{\partial \xi} \cdot \frac{\partial p_0}{\partial \xi} + H^3 \frac{\partial^2 p_0}{\partial \xi^2} + H^3 \frac{\partial^2 p_0}{\partial \zeta^2} = 6 \frac{\partial H}{\partial \xi} \quad (2)$$

onde:

$$\begin{aligned} \xi = x/L \quad \text{coordenada adimensional na direção } x, \\ \zeta = z/L \quad \text{coordenada adimensional na direção } z, \\ H = h/h_{\min} \quad \text{espessura adimensional do filme de óleo,} \end{aligned}$$

$$p_0 = \frac{ph_{\min}^2}{\eta UL} \quad \text{pressão adimensional}$$

A distribuição de pressão é obtida a partir da equação (2); os demais "parâmetros resultantes são obtidos por integração numérica (p.e. método de Simpson).

RESULTADOS - "PARÂMETROS RESULTANTES"

Distribuição de Pressão. A equação (2) é colocada sob forma de diferenças finitas. Desenvolveu-se uma malha na sapata como mostrado na figura 1, resultando:

$$p_{\theta(i,j)} = A_1 p_{\theta(i+1,j)} + A_2 p_{\theta(i-1,j)} + A_3 [p_{\theta(i,j+1)} + p_{\theta(i,j-1)}] + A_4 \quad (3)$$

onde:

$$A_1 = C_0 \left(2m^2 - \frac{3mK}{H} \right), \quad A_2 = C_0 \left(2m^2 + \frac{3mK}{H} \right),$$

$$A_3 = C_0 \left(\frac{2n^2}{v^2} \right), \quad A_4 = C_0 \left(\frac{12K}{H^3} \right), \quad C_0 = \frac{1}{4 \left(m^2 + \frac{n^2}{v^2} \right)}$$

A solução de (3) é dada pelo método de sobre relaxação sucessiva.

Capacidade de Carga Fo. É obtida pela integração da curva de pressão hidrodinâmica. A capacidade de carga adimensional por unidade de largura é dado por:

$$F_0 = \frac{1}{v} \int_0^v \int_0^1 p_0 d\xi d\zeta \quad (4)$$

onde:

- v = relação largura / comprimento da sapata,
- ξ = coordenada adimensional na direção x,
- ζ = coordenada adimensional na direção z,
- p_0 = pressão hidrodinâmica adimensional.

Posição do Ponto de Aplicação de Carga ξ_p . É calculado pela integração da curva de pressão, sendo considerado o plano x-z, aplicando-se o momento em relação a x = 0.

resulta:

$$F \cdot x_p = \frac{1}{b} \int_0^b \int_0^1 p \cdot dx \cdot dz,$$

na forma adimensional, resulta:

$$\xi_p = \frac{1}{vF_0} \int_0^v \int_0^1 p_0 \xi d\xi d\zeta \quad (5)$$

Vazão de Entrada, Q_{0E} . Aplicando-se os conceitos da mecânica dos fluidos para fluido Newtoniano, em um elemento infinitesimal e pela análise das forças atuantes, chega-se, na forma adimensional:

$$q_{0e} = \frac{H}{2} - \frac{H^3}{12} \frac{\partial p_0}{\partial \xi} \quad \Rightarrow$$

$$Q_{0e} = v \left(\frac{1+K}{2} \right) - \frac{(1+K)^3}{12} \int_0^v \left(\frac{\partial p_0}{\partial \xi} \right)_{\xi=0} d\zeta \quad (6)$$

Vazão Lateral, Q_L . Análogamente à vazão de entrada, o fluxo de óleo saindo lateralmente na sapata, é dado, na forma adimensional por:

$$Q_L = -2 \int_0^L (q_x)_{z=0} dx$$

$$Q_{0L} = \frac{1}{6} \int_0^1 \left(H^3 \frac{\partial p_0}{\partial \xi} \right)_{\zeta=0} d\xi \quad (7)$$

Vazão de Saída, Q_s . O fluxo na saída da sapata, na forma adimensional é dado por:

$$Q_s = \int_0^b (q_x)_{x=L} dz$$

$$Q_{0s} = \frac{v}{2} - \frac{1}{12} \int_0^1 \left(\frac{\delta p_0}{\delta \xi} \right)_{\xi=1} d\xi \quad (8)$$

Perda de Potência, E_0 . A perda de potência é resultante do efeito das tensões de cisalhamento gerada no meio fluido.

Considerando a tensão cisalhante, a força de atrito adimensional por unidade de largura é dada por:

$$F_{a_0} = \frac{K \times F_0}{2} + \frac{\ln(1+K)}{K}$$

Tem-se que:

$$E = F_a \cdot U \quad \text{que na forma adimensional resulta:}$$

$$E_0 = \frac{K F_0}{2} + \frac{\ln(1+K)}{K} \quad (9)$$

Elevação de Temperatura, ΔT_0 . É feita admitindo-se que todo calor gerado pelo atrito interno seja transferido para o lubrificante. Para o cálculo, aplicou-se um balanço de energia à cada sapata do mancal, resultando:

$$E_b + Q_e \rho c_p t_e = Q_s \rho c_p t_s + Q_L \rho c_p \frac{t_e + t_s}{2}$$

Isolando-se Δt e colocando na forma adimensional, resulta:

$$\Delta t_0 = 2v \left(\frac{E_0}{2Q_{e0} - Q_{0L}} \right) \quad (10)$$

Coefficiente de Atrito, CA . Define-se coeficiente de atrito μ como sendo a relação entre a força de atrito e a unidade de carga e perda de potência relativa f como a relação entre a potência perdida e a unidade de carga.

Assim:

$$\mu = \frac{F_a}{F} \quad \text{ou} \quad \mu = \frac{F_{a_0}}{F_0} \times \frac{h_{\min}}{L}$$

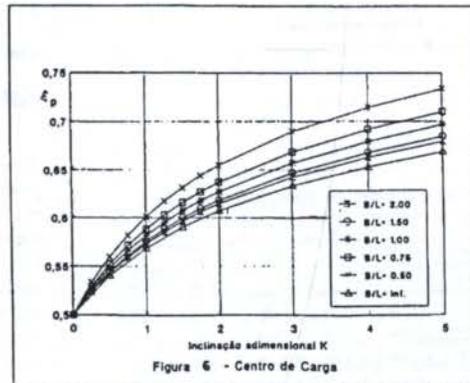
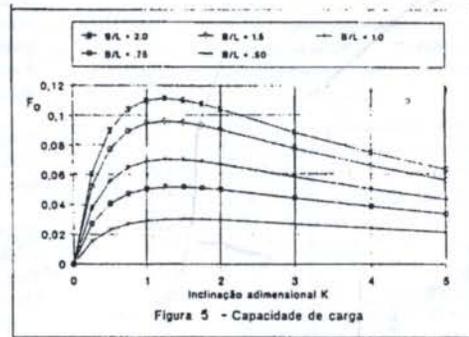
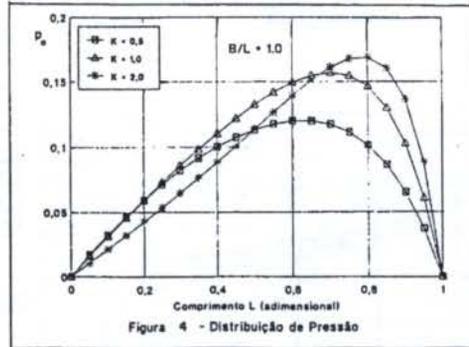
$$f = \frac{E}{F} \quad \text{ou} \quad f = \frac{E_0}{F_0} \times \frac{U h_{\min}}{L}$$

logo, pode-se escrever:

$$\frac{E_0}{F_0} = \frac{F_{a_0}}{F_0} = \frac{\mu \times L}{h_{\min}} = \frac{f \times L}{U h_{\min}} \quad (11)$$

RESULTADOS - PARÂMETROS RESULTANTES

Apresenta-se a seguir os gráficos e tabelas para os diversos parâmetros resultantes.



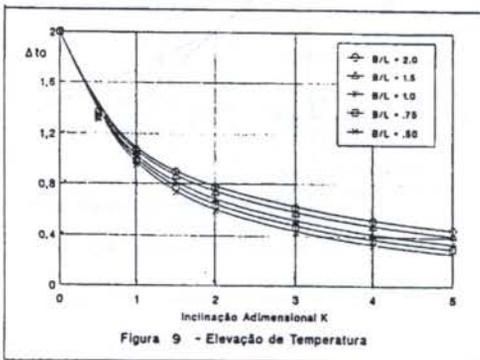
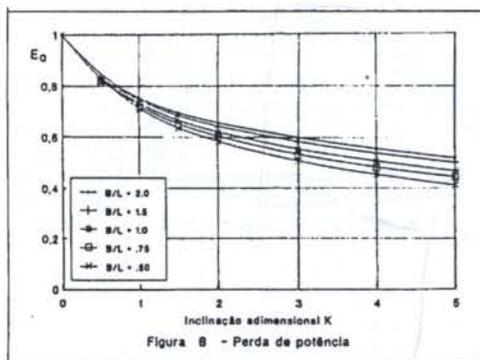
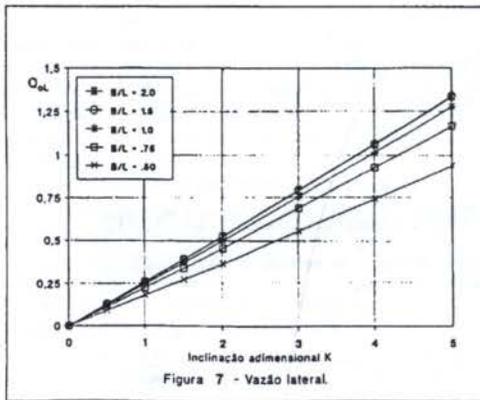


Tabela 1 - Parâmetro Resultante- Relação B/L = 1.0

K	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
F ₀	0,05583	0,06910	0,07020	0,06732	0,05882	0,05071	0,04392
ξ _p	0,54830	0,58190	0,60720	0,62730	0,65770	0,68000	0,69740
Q _{0e}	0,67930	0,84660	1,00690	1,16310	1,40680	1,76350	2,05640
Q _{0i}	0,12330	0,24780	0,37360	0,50010	0,75650	1,01580	1,27680
Q _{0s}	0,55590	0,59880	0,63330	0,66300	0,71030	0,74770	0,77960
E ₀	0,82490	0,72770	0,66350	0,61660	0,55030	0,50380	0,46820
Δt ₀	1,33560	1,00700	0,80910	0,67540	0,50560	0,40120	0,33020
CA.	14,7750	10,5310	9,45200	9,15900	9,35600	9,93400	10,6590

Tabela 2- Parâmetro Resultante- Relação B/L = 1.5

K	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
F ₀	0,07738	0,09494	0,09554	0,09079	0,07805	0,06637	0,05681
ξ _p	0,54470	0,57590	0,59960	0,61840	0,64710	0,66840	0,68500
Q _{0e}	0,98480	1,19250	1,38450	1,56670	1,91230	2,24300	2,56440
Q _{0i}	0,13000	0,26100	0,39300	0,52610	0,79470	1,06550	1,33810
Q _{0s}	0,85490	0,93150	0,99160	1,04060	1,11770	1,17760	1,22630
E ₀	0,83030	0,74060	0,68250	0,64010	0,57920	0,53510	0,50040
Δt ₀	1,35390	1,04610	0,86170	0,73650	0,57340	0,46930	0,39600
CA.	10,7300	7,80100	7,14300	7,05000	7,42100	8,06200	8,80800

Tabela 3 - Parâmetro Resultante- Relação B/L = 2.0

K	0.5	1.0	1.5	2.0	3.0	4.0	5.0
F ₀	0,09018	0,11019	0,11040	0,10447	0,08913	0,07531	0,06411
ξ _p	0,54330	0,57350	0,59640	0,61470	0,64270	0,66350	0,67980
Q _{0e}	1,28620	1,52880	1,74660	1,94880	2,32380	2,67570	3,01440
Q _{0i}	0,12970	0,26040	0,39210	0,52470	0,79200	1,06140	1,33200
Q _{0s}	1,15640	1,26840	1,35450	1,42410	1,53170	1,61440	1,68240
E ₀	0,83350	0,74820	0,69370	0,65380	0,59580	0,55300	0,51860
Δt ₀	1,36490	1,07000	0,89470	0,77530	0,61810	0,51560	0,44170
CA.	9,24200	6,79100	6,28300	6,25800	6,68500	7,34300	8,08900

COMENTÁRIO E CONCLUSÕES

O objetivo desse trabalho é o projeto ou análise preditiva de um mancal com a mínima perda de potência. Essa condição é caracterizada na equação (11) onde se evidencia ser vantajoso ter U e h_{min} os menores possíveis e L o maior quanto permitido. A figura 5 mostra que a capacidade máxima é atingida para valores da inclinação em torno de K = 1,2 para qualquer valor da relação B/L.

Os resultados obtidos no presente trabalho, foram comparados com os de outros pesquisadores como Taylor (1969-70); Jakobsson e Floberg (1958), obtendo-se boa concordância.

REFERÊNCIAS

- Jakobsson, B. and Floberg, L., The Rectangular Plane Pad Bearing, Report N 5. Institute of Machine Elements, Chalmers University of Technology, 1958.
- Khonsari, M.M., A Review of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearing. Part 2. Journal Bearing, Trans. ASLE vol. 30, pp. 26-33, 1987
- Pinkus, O. and Sternlight, B., Theory of Hydrodynamic Lubrication, McGrawHill Book Company Inc. pp. 1-35, 1961.
- Taylor, C.M., Turbulent lubrication theory applied to fluid bearing design. Paper 13, Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol 184.

ABSTRACT

A theoretical model is presented for obtaining the dimensionless "resultant parameters", necessary to perform a predictive analysis of the operational behaviour of a hydrodynamic thrust bearing. The isothermal hydrodynamic theory was applied. A computer program was developed on the basis of the finite difference method. Simulation were performed for a wide range of dimensionless inclinations K and B/L ratios. A good correlation being observed with the results of current literature. Thus, a series of tables and graphs were elaborated, for the predictive analysis.

APLICAÇÃO DA METODOLOGIA DE INTEGRAÇÃO DA MANUFATURA EM EMPRESAS NASCENTES DE ALTA TECNOLOGIA

Geraldo Nunes Corrêa - Departamento de Engenharia Mecânica - EESC
Universidade de São Paulo - São Carlos - Brasil
Carlos Frederico Bremer - Departamento de Engenharia Mecânica - EESC
Universidade de São Paulo - São Carlos - Brasil

RESUMO

A economia mundial encontra-se em uma fase de transição na busca de melhores padrões de vida. Para isto, mecanismos alternativos estão sendo pesquisados e uma forte tendência baseia-se no fortalecimento das pequenas e médias empresas de alta tecnologia. O desenvolvimento de uma metodologia para a consolidação das empresas pertencentes a este extrato preenche um dos requisitos básicos para solidificação do poderio industrial de um país.

INTRODUÇÃO

A economia mundial está atravessando uma profunda e generalizada fase de transição. Não distante deste cenário, o Brasil procura formas alternativas para melhorar o padrão de vida de sua população. Neste sentido, existe uma expectativa muito forte acerca das Pequenas e Médias Empresas - PME's - a nível mundial e no Brasil. De acordo com sua estrutura menor e mais flexível do que as grandes empresas, as PME's podem responder as necessidades de mercado de uma maneira mais rápida e ágil. Outro fator que indica a sua relevância são os números relativos tanto a capacitação de mão-de-obra como sua participação no Produto Interno Bruto (Chér 1991).

Uma classe especial das PME's merece atenção especial: as empresas de alta tecnologia. Em países desenvolvidos existem projetos fortemente apoiados pelo estado como uma estratégia para o desenvolvimento e transferência da tecnologia. Às PME's de alta tecnologia credita-se o mecanismo mais viável de transformar as inovações tecnológicas encontradas nos centros de pesquisas em produtos comercializáveis.

O presente trabalho visa levantar os aspectos relacionados à consolidação de PME's de alta tecnologia, propondo a adaptação de uma metodologia, aplicada com sucesso a grandes empresas.

A IMPORTÂNCIA DAS PEQUENAS E MÉDIAS EMPRESAS DE ALTA TECNOLOGIA

A nova fase mundial da industrialização, induzida por conjuntos de inovações tecnológicas, exige investimentos crescentes em novas indústrias e serviços, tais como a microeletrônica, instrumentação, química fina, entre outras, as quais não apresentam economias de escala significativa, mas exigem flexibilidade e capacidade de inovação (Rattner 1989). Surge portanto uma tendência mundial de capacitação tecnológica que atende as exigências citadas acima: empresas de pequeno e médio porte próximas a centros de pesquisa onde a força propulsora baseia-se na absorção, desenvolvimento e aplicação de novas tecnologias. Outra característica importante das PME's baseia-se na sua facilidade locacional, ou seja, podem espalhar-se pelo território nacional desafogando os grandes centros.

A importância das PME's pode ser ressaltada pelos números apresentados a seguir. Tomando como base o censo de 1970, do IBGE, constata-se que no Brasil 97,27% dos estabelecimentos industriais, 99,9% dos comerciais e 99,91%

dos prestadores de serviços eram PME's. Segundos dados divulgados pelo CEBRAE (Centro de apoio à Pequena e Média Empresa), os pequenos e médios empreendimentos respondem por 40% do Produto Interno Bruto brasileiro, sendo que 99,8% dos estabelecimentos industriais, comerciais e de prestação de serviços são PME's. Além disso, este extrato de empresas responde por 80% das vendas comerciais, 56% da produção industrial, 71% da receita de prestação de serviços, 84% da força de trabalho e 71% da massa de salários do país. Baseado nestes dados, e levando-se em consideração que nos últimos anos estes números devam ter ganho maior peso, é possível concluir a extraordinária e real importância das empresas de menor porte no desenvolvimento econômico e social do país (Chér 1991).

Com relação a característica de alta tecnologia, pode ser afirmado que a força impulsionadora do progresso dos países mais desenvolvidos foi e continuará sendo o poder industrial, onde, atualmente, baseia-se nos avanços científicos e tecnológicos. Dessa maneira, o nível de desenvolvimento econômico e social de uma nação pode ser avaliado pela eficiência com que são produzidos bens e serviços, os quais uma vez absorvidos elevam a qualidade de vida e o grau de bem-estar de sua população.

Em países desenvolvidos como Estados Unidos, Japão, França, Inglaterra e Alemanha, os recentes avanços tecnológicos são transferidos, em espaços de tempo cada vez mais curtos, para os setores produtivos, através da modernização das empresas existentes e da criação de indústrias de tecnologia avançada nos setores de informática, biotecnologia, robótica, telemática, biogenética, aeroespacial e instrumentos de alta precisão, dentre outros. Na última década, estes países investiram pesadamente na criação de empresas de alta tecnologia para viabilizar esta rápida transferência.

Segundo Santos (1987), "empresas de alta tecnologia são aquelas criadas para fabricar produtos ou serviços que utilizam conteúdo tecnológico elevado, incorporando princípios ou processos inovadores de aplicações recentes, mesmo que não sejam inéditos". A acumulação de um acervo científico e tecnológico por parte destas empresas resulta na maior eficiência na geração de empregos, na melhor utilização de sua força trabalho, na capacitação de recursos humanos, no aproveitamento de novos mercados externos para seus produtos e na melhor utilização de suas reservas naturais.

No Brasil existem várias iniciativas no sentido de apoiar o nascimento de uma PME. Atualmente o Serviço de

Apoio à Pequena e Média Empresa (SEBRAE) desempenha um papel significativo nesta atividade, auxiliando o empreendedor desde a abertura legal do negócio até a sua instalação. Outro serviço oferecido pelo SEBRAE é a apresentação de cursos relacionados à temas atuais como: Gestão da Qualidade, Gestão de Custos, Mercosul, entre outros.

No entanto, há necessidade de um acompanhamento mais próximo do empreendedor, uma vez que este possui diferentes perfis. De acordo com cada perfil do empreendedor, ou dos sócios de um empreendimento, existem dificuldades diferentes e, conseqüentemente, soluções diferentes para seus problemas. Dessa maneira, existe a necessidade do desenvolvimento de uma metodologia de consolidação da operação competitiva da PME. As próximas apresentam, respectivamente, a metodologia base para o desenvolvimento deste trabalho e sua adaptação para a PME.

METODOLOGIA DE INTEGRAÇÃO DA MANUFATURA

A Metodologia de Integração da Manufatura - MIM - vem sendo desenvolvida no Projeto CIM da USP de São Carlos, com o intuito de auxiliar as empresas que pretendem otimizar ou inovar os seus processos de negócio, gerenciais e operacionais. Vale ressaltar que neste trabalho são apresentadas apenas os aspectos principais das etapas da MIM devido às condições de espaço.

A essência da metodologia baseia-se em uma nova conotação dada à palavra integração, onde procura-se aplicar de forma combinada os principais conceitos e vantagens das principais linhas de atuação em busca de competitividade, produtividade, flexibilidade e qualidade (Rozenfeld 1984).

A MIM aplicada a PME utiliza uma estratégia em busca de um desenvolvimento coordenado entre a concepção de projetos de mudança idealizada pela alta gerência, na sua base, de soluções de modernização que viabilizem estes projetos. Em todos os momentos da implementação desta estratégia é essencial a utilização da modelagem dos seus processos, pois o resultado desta atividade retrata a situação organizacional dos fluxos de trabalho da empresa.

A MIM está dividida em três grandes etapas, que são compostas por várias fases específicas (Figura 1).



Figura 1: Etapas do Desenvolvimento da MIM

A primeira etapa, Levantamento de Requisitos e Situação Atual, procura identificar as estratégias, os índices e métricas, e a situação atual da empresa. A segunda etapa, Especificação de Projetos, envolve, a partir dos resultados da primeira etapa, a identificação qual o projeto ou os projetos de melhoria que melhor se adaptam às necessidades da empresa (projetos de implementação de sistemas, implantação da gestão da qualidade e da gestão total de custos), onde procura-se integrar suas atividades, para que se elimine repetições de esforços. A terceira e última etapa, Implementação e Monitoração, é responsável por ações para que os projetos sejam detalhados, desenvolvidos, implantados e mantidos. Neste sentido tem-se a implantação de processos, a implantação de sistemas e a aplicação de melhoria contínua.

ADAPTAÇÃO DA MIM PARA CONSOLIDAÇÃO DE PME'S

A princípio a MIM aplicada a PME possui as mesmas etapas, diferindo-se apenas na ênfase ou na adição de algumas atividades. Isto pode ser explicado pelas características inerentes às PME's:

- baixa capacidade de investimento em bens de capital e recursos humanos;
- poucos conhecimentos de processos administrativos e de negociação;
- alta informalização das informações e
- falta de uma situação inicial definida.

Dentro deste aspecto, a etapa da MIM na qual é dada a maior ênfase é a primeira. Na análise da situação atual da empresa, procura-se definir de forma clara para o empreendedor os processos de sua empresa. Os processos podem ser resumidos em dois tipos (Figura 2):

- ⇒ **primários** - que possuem um cliente (mesmo que interno a empresa) claro e que tem influência direta nos negócios da empresa. São exemplos de processos primários o marketing, vendas, assistência técnica, fabricação, faturamento, desenvolvimento de novos produtos e logística.
- ⇒ **de gestão** - que gerenciam determinados parâmetros ou fatores dos processo primários. São exemplos de processos de gestão qualidade, custos e tecnologia.

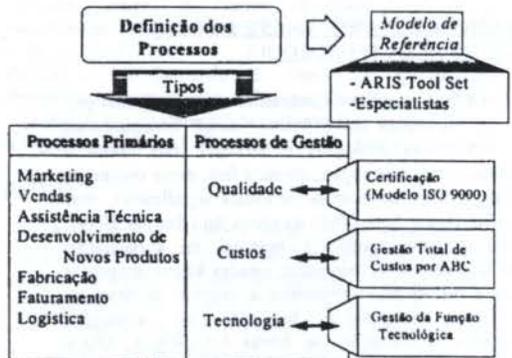


Figura 2 - Os Processos Primários e de Gestão

Desta forma, na primeira etapa a principal tarefa é retratar fielmente a empresa com relação aos seus processos. O principal resultado desta atividade é a priorização de implantação/otimização dos mesmos. Outra atividade

intimamente relacionada com a análise dos processos e identificação do nível de formalização do fluxo de informação. Esta atividade visa, sobretudo, a padronização da comunicação e estruturação da informação. Em ambas atividades é imprescindível a utilização de uma ferramenta que as formalize segundo algum padrão (modelo de referência). Esta formalização suporta as atividades das etapas subsequentes. Na MIM adaptada às PME's, a ferramenta utilizada é a ARIS Tool Set.

Outra ênfase dada a primeira etapa baseia-se na definição da *Visão Estratégica* da empresa. Nesta atividade procura-se definir uma matriz de oportunidades futuras que identifica a viabilidade de cada produto de acordo com seus mercados correspondentes (Tregoe et al 1993). Com isso, o empreendedor é capaz de realizar a ligação entre as suas expectativas presentes e futuras com sua capacidade operacional.

As etapas subsequentes (Especificação de Projetos e Implementação e Monitoração) são muito similares, apresentando basicamente as mesmas atividades. A diferença refere-se à priorização dos projetos. Como foi dito, a especificação/implantação dos processos primários é fundamental e conseqüentemente possui a mais alta prioridade. Em seguida, portanto, são colocados os projetos referentes aos processos de gestão, como mostra a *Figura 2*.

O desenvolvimento de sistemas de informação está diretamente relacionado com a priorização dos projetos. Em outras palavras, os sistemas a serem desenvolvidos correspondem ao processo que está sendo implantado ou otimizado. Nesta atividade, novamente o modelo de referência serve como suporte, uma vez que a ARIS Tool Set possui mecanismos de representação para a análise, projeto e implementação de sistemas de informação. O desenvolvimento dos sistemas é incentivado devido ao fato que os pacotes comerciais são muito generalistas e geralmente não atendem muitos requisitos particulares de uma PME.

Atualmente, o processo de adaptação da MIM à PME encontra-se no levantamento de modelos de referência para todos os processos (primários e de gestão). A partir destes modelos de referência serão derivados os modelos particulares para cada PME. Dessa forma, a implantação/otimização dos processos não parte do nada, o que agiliza a consolidação operacional da empresa.

CONCLUSÕES

Neste trabalho foram apresentados vários aspectos relacionados a importância econômica das PME's de alta tecnologia. Foram citados os números que quantificam esta importância e a sua relevância no processo de capacitação tecnológica e melhoria do padrão de vida da sociedade.

Os mecanismos atuais enfatizam o processo de criação de PME's não alterando de forma significativa a probabilidade de sua mortalidade (cerca de 80% encerram seus negócios no primeiro ano). Neste sentido, a metodologia de apoio ao processo de consolidação proposta neste trabalho vem atender à uma necessidade emergencial do setor. A MIM, adaptada para este fim, preenche a lacuna existente e visa o surgimento sistemático de PME's de alta tecnologia. Dessa forma, com a utilização desta metodologia espera-se:

- acelerar o processo de consolidação operacional da empresa;
- fornecer processos (modelos) de referência, principalmente da área administrativa;
- garantir o crescimento harmônico com garantia contínua de integração, qualidade e custo e;
- facilitar a automação e informatização dos processos;

REFERÊNCIAS

- Chér R. - "*A Gerência da Pequena e Média Empresa*", Editora Maltese, São Paulo, 1991.
- Tregoe, B.B. et al, "*Visão Empresarial na Prática*", Editora Campus, Rio de Janeiro, 1993.
- Rozenfeld H., Aguiar, A.F.S. "Metodologia para Integração de Sistemas de Automação". *Anais do CONAI*, 1994.
- Santos S.A., "*Criação de Empresas de Alta Tecnologia*" - Livraria Pioneira Editora, 1987.
- Rattner H., "Por um Modelo Alternativo", *Revista Brasileira de Tecnologia*, Política Industrial, 1989.

ABSTRACT

The world economy situation is in a transition stage, searching for a new model that allows a greater economical and social level. For this, alternatives mechanisms are been researched and a trend is based in the supporting of the small and medium high technology enterprises. The development of methodology for consolidating this enterprises fulfill a basic requirements to make concret the industrial power of country.

APLICAÇÃO DA TECNOLOGIA "PINCH" E AVALIAÇÃO DE EFICIÊNCIA DE PRATOS REAIS DE UMA UNIDADE DE PROCESSAMENTO DE GÁS NATURAL

Luiz Germano Gomes - Petróleo Brasileiro S.A., Região de Produção do Nordeste, NUCAM - SEOTER, Rua Acre, 2504, Bairro Siqueira Campos, Aracaju, Sergipe, CEP - 49080-010.

Maria Regina Wolf Maciel - Departamento de Processos Químicos (DPQ/LDPS), Faculdade de Engenharia Química (FEQ), UNICAMP, CP 6066, CEP 13081-970, Campinas, SP, Brasil.

RESUMO

Este trabalho mostra uma metodologia de simulação que reproduz as condições operacionais da Unidade de Processamento de Gás Natural, da PETROBRÁS, montada na cidade de Aracaju. A simulação foi montada em um único arquivo, simulando 47 equipamentos e 17 válvulas da unidade. Eficiências dos estágios reais foram introduzidas, a partir de uma metodologia desenvolvida neste trabalho. Os resultados encontrados mostram diferenças médias em relação aos dados coletados em teste de corrida na unidade, que são considerados muito bons. Foi aplicada a tecnologia PINCH, a qual demonstrou a possibilidade de economizar até 16,4% da energia térmica do sistema.

INTRODUÇÃO

O gás natural é uma fonte energética em ascensão no mundo e apresenta grande vantagem em relação aos combustíveis líquidos, principalmente em termos de poluição ambiental. Ele é constituído normalmente de hidrocarbonetos parafínicos e, ocasionalmente, ocorre presença de compostos cíclicos e aromáticos (Beggs, 1991; Katz and Lee, 1990). Apesar do gás natural ser usado em outros países como combustível a mais de 150 anos, no Brasil, somente de 40 anos para cá é que ele tem sido utilizado. Além de excelente combustível, ele tem várias aplicações na indústria petroquímica e química como matéria prima. Entre elas se destacam a produção de amônia, uréia e metanol.

Neste trabalho a simulação e a otimização energética da unidade de Processamento de gás Natural de Atalaia passam por diversas etapas. Na primeira, o simulador utiliza operações que representam de maneira simplificada e padronizada os equipamentos de uma unidade. Logo, é necessário utilizar-se de critérios para se montar um conjunto destas operações para que se possa reproduzir da melhor maneira os equipamentos reais da unidade. Além disso, é importante a utilização de operações de ajuste e reciclo, as quais vão auxiliar o processo iterativo de convergência da simulação. Numa segunda etapa, deve-se reproduzir o projeto da unidade com o objetivo de se identificar as causas dos desvios da unidade em relação ao projeto e comparar diversos modelos e correlações. Escolhida a melhor situação, simula-se a unidade buscando-se reproduzir os dados coletados em testes de corrida. É importante salientar que, nesta etapa, foi desenvolvida uma metodologia baseada nas correlações de O'Connell (King, 1980), para determinar as eficiências dos pratos reais das torres da unidade. Como terceira e última etapa, é feita a aplicação da tecnologia "PINCH" para integração energética dos permutadores de calor, otimização das torres e do forno.

A unidade de processamento de gás natural de Atalaia foi a primeira planta totalmente projetada pela Petrobrás e com índice de 99% de nacionalização de equipamentos. Sua capacidade nominal é de processar dois milhões m³/dia de gás, medidos a 20°C e 1 atm. O processo nela utilizado é o de absorção refrigerada com propano gerado na própria unidade. O objetivo do projeto é recuperar 90,7% do propano e 100% dos butanos e hidrocarbonetos mais pesados nos produtos líquidos, colocando como produto no limite de bateria da unidade: gás residual, GPL e C₃+. Maiores detalhes do processo encontram-se em Gomes (1995).

Foi utilizado, para a realização das simulações, o simulador comercial HYSIM Hyprotech (1991). A unidade simulada pertence à PETROBRÁS (Petróleo Brasileiro S.A.), está montada na cidade de Aracaju, Estado de Sergipe e utiliza o processo de absorção refrigerada a propano.

A simulação foi montada em um único arquivo, simulando 47 equipamentos e 17 válvulas da unidade. Para adaptar os tipos de operação oferecidos pelo simulador comercial à realidade dos equipamentos da unidade, foram criados mais seis equipamentos além de operações de ajustes, reciclos, divisões de fluxo e misturadores de fluxo.

A simulação totalizou 84 operações e 116 correntes de fluxo e energia. Foi então desenvolvida a metodologia para simulação de plantas reais utilizando-se um simulador comercial, ferramenta que está se tornando de fundamental importância nas indústrias químicas e petroquímicas do Brasil e do exterior.

Foram realizadas, inicialmente, quatro simulações, a saber:

- simulação 1: correlação de Chao-Seader, óleo como fração de petróleo e condições operacionais de projeto.
- simulação 2: idem, porém com a correlação de Peng-Robinson
- simulação 3: correlação de Peng-Robinson, óleo como fração de petróleo e cargas térmicas de projeto.
- simulação 4: idêntica à simulação 2, porém com o óleo sendo uma mistura de nonano, decano e undecano

As simulações de números 1, 2 e 4 foram feitas especificando-se as condições de projeto: temperaturas, pressões, números de estágios teóricos das torres, razões de refluxo das torres e a recuperação de propano no LGN (líquido do gás natural). A simulação 1, entanto, utiliza a correlação de Chao-Seader enquanto que as simulações 2 e 4 utilizam a correlação de Peng-Robinson. As simulações 1 e 2 utilizam o óleo de absorção como uma fração de petróleo e a 4 utiliza o óleo como uma mistura de nonano, decano e undecano. Observa-se dos resultados dos estudos que das três simulações a que mais aproxima do projeto é a simulação 1, que utiliza a mesma correlação que o projeto (Chao-Seader), porém com diferenças que se aproximam mais da realidade operacional da unidade do que do projeto. Nota-se que a maior diferença é relativa à recuperação do etano na torre desetanizadora, que é bem maior do que a de projeto para todas as três simulações. Todas as simulações levam a vazões de óleo de absorção maiores do que as do projeto e, conseqüentemente, ao subdimensionamento dos trocadores de calor que compõem o

circuito de resfriamento do óleo, totalizando um "deficit" de aproximadamente 17% na carga térmica requerida.

Comparando-se as simulações 1 e 2, Chao-Seader e Peng-Robinson, nota-se que, apesar das vazões maiores de óleo, a correlação de Peng-Robinson leva a recuperações menores de hidrocarbonetos leves (metano, etano e propano) na torre absorvedora e a maior recuperação de etano na torre desetanizadora. Isto é bastante coerente com a realidade da unidade, pois mesmo trabalhando com carga de gás e produção de LGN bem acima dos valores nominais, nunca atingiu-se a vazão de gás residual mencionada no projeto para a torre desetanizadora. Ou seja, a correlação de Peng-Robinson apresenta melhores resultados na área de baixa temperatura da unidade. Já na área de destilação, as diferenças entre as correlações são pequenas.

Comparando-se as simulações 2 e 4 que utilizam a mesma correlação de Peng-Robinson, mas que diferem na maneira de caracterizar o óleo de absorção, nota-se que a caracterização do óleo como uma mistura de hidrocarbonetos puros conhecidos leva a vazões de óleo maiores ainda, com recuperações maiores de etano e metano na torre absorvedora, aproximando-se mais do projeto do que da realidade.

A simulação de número 2 (Peng-Robinson com o óleo caracterizado como fração de petróleo) é a que representa mais os resultados da unidade com as condições operacionais de projeto. No entanto, esta simulação leva a cargas térmicas acima das disponíveis para o resfriamento do óleo, mostrando ser impossível se operar a unidade com estas condições para recuperar 90,94% do propano no LGN. Assim, foi feita nova simulação, a de número 3, que fixa as cargas térmicas máximas nos valores de projeto e utiliza as vazões disponíveis dos equipamentos, chegando à recuperação de etano de projeto, mas a uma recuperação de 83,51% de propano, produzindo 4% a menos de LGN. Este é o prejuízo causado pelo erro da correlação de Chao-Seader e pelos erros de projeto, principalmente na torre desetanizadora. Todavia, a unidade sempre operou com gás natural menos rico que o de projeto e não seriam necessárias as alterações em equipamentos para se atingir as recuperações de projeto, no entanto, estas alterações já mencionadas anteriormente permitiram que a unidade viesse a operar com sobrecarga, sem a necessidade de construir uma nova unidade para processar o gás que excedia os 2 milhões de m³/dia.

METODOLOGIA PARA CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DOS ESTÁGIOS

Princípios de transferência de massa devem ser utilizados para obtenção de relações entre o número de estágios ideais e o número de estágios reais, porém no dia a dia da indústria não é possível dispor de dados de composição dos estágios das torres, o que fez com que relações empíricas fossem desenvolvidas para cálculo de eficiência global, ou seja, eficiência média usada para todas as bandejas da torre.

O'Connell desenvolveu em 1946, duas correlações empíricas, uma delas para absorvedoras. A correlação para torres absorvedoras é função da solubilidade do gás absorvido, expressa em termos da constante de Henry, da pressão do sistema e da viscosidade do líquido. A outra correlação para destilação é função da volatilidade relativa dos componentes chaves leve e pesado e da viscosidade média molar da carga na temperatura média da torre. Estas correlações permitem cálculos rápidos da eficiência global da torre, pois só dependem de propriedades físicas medidas em condições fáceis de serem obtidas; porém sabe-se que esta eficiência depende também das variáveis de transferência de massa que são influenciadas pelo projeto do prato e do grau de mistura do líquido, o que pode vir a comprometer os resultados encontrados (King, 1980).

Nesta simulação, inicialmente foram utilizados os números de estágios teóricos do projeto para se obter os perfis de composição, temperatura e pressão das torres. Com estes perfis e as correlações de O'Connell, calculou-se as eficiências globais das torres e elas não coincidiram com os valores anteriormente utilizados. Simulou-se outra vez a unidade com os novos valores de números de estágios teóricos e assim sucessivamente até que a diferença no percentual de eficiência fosse na primeira casa decimal. Com duas ou três iterações o resultado foi atingido. Todavia, surgiu a idéia de considerar a torre como uma série de torres formadas por cada estágio teórico e calcular as eficiências globais de cada uma destas torres, ou seja, as eficiências dos estágios teóricos. Notou-se que a eficiência aumenta no sentido do topo para o fundo da torre e que nas regiões de carga ela sofre uma redução brusca, voltando a crescer na seção de regeneração mas nem sempre recupera o valor da eficiência da seção de absorção. Como a eficiência aumenta do topo para o fundo da torre para os estágios teóricos, isto também ocorre para os estágios reais. Considerando a eficiência do estágio teórico como a eficiência do prato central que o compõe, traça-se uma curva de eficiência versus estágios real central, obtendo-se assim as eficiências dos demais estágios reais. De posse das eficiências dos estágios reais passa-se a trabalhar com eles no simulador, obtendo-se novos perfis de composição, temperatura e pressão para cada bandeja. Agora, passa-se a considerar cada bandeja como uma torre e utilizando as correlações de O'Connell as novas eficiências das bandejas são calculadas, depois retorna-se à simulação e assim sucessivamente, até que as diferenças de resultados sejam na primeira casa decimal da eficiência percentual. Este método empírico, desenvolvido neste trabalho, mostrou resultados muito bons para a simulação com gás natural, o que não se pode garantir para outros tipos de misturas. As tabelas 1 e 2 mostram os resultados obtidos em cada etapa deste método para uma das torres da simulação.

Nas tabelas 1 e 2 nota-se a convergência rápida do método empírico desenvolvido para eficiência de estágios reais. A torre utilizada aqui para mostrar o desenvolvimento do método é a fracionadora de óleo rico, que tem o menor número de estágios reais (27 estágios, sendo um condensador, um reboiler e 25 bandejas perfuradas). Inicialmente, estimou-se 19 estágios ideais, ou seja, 17 bandejas ideais, o que nos fornece uma eficiência de 68%. Com o perfil encontrado na simulação, encontrou-se no gráfico de eficiência de O'Connell um valor médio de 78,9%, o qual foi usado para a nova simulação. Novamente, no gráfico de O'Connell, encontra-se uma eficiência média de 79,1%, 0,25% maior que a iteração anterior. Com este resultado, encontra-se que a torre tem 27,436 estágios, o que difere da realidade em 0,436. Considera-se a eficiência do estágio teórico como a eficiência do estágio real central que compõe o estágio teórico e traça-se uma curva, onde se obtém as eficiências dos demais estágios reais. O condensador e o reboiler foram considerados com eficiência de 100%. Com mais três simulações chega-se a resultados com diferenças menores que 1%, bastante aceitável, já que a faixa de erro da própria correlação de O'Connell é de mais ou menos 7%.

A eficiência média inicial estimada foi a de projeto: 68,0%. A média não inclui o primeiro e último estágios (condensador e reboiler).

Em Gomes (1995), pode-se observar que as curvas de resfriamento do gás ao longo do processo, de composição do gás residual da torre absorvedora e de composição do gás residual da torre desetanizadora, todas elas representando teste de corrida e simulação, são praticamente coincidentes. A simulação consegue, portanto, reproduzir de maneira confiável o processo da UPGN-Ata.

encontrava em fevereiro de 1992.

Tabela 4 - Resumo dos ganhos energéticos para as opções de integração do processo da UPGN-Alta.

OPÇÕES DE INTEGRAÇÃO	ECONOMIA	
	ENERGIA ELÉTRICA (Hp)	GÁS COMBUSTÍVEL (M ³ /H)
Alteração nos permutadores	39,9	106,0 (10,9%)
Alteração nos permutadores e forno com ar	39,9	110,8 (11,4%)
Alteração nos permutadores e na torre desbutanizadora	44,2	135,6 (14,0%)
Alteração nos permutadores e forno com pré-aquecedor	43,6	190,0 (19,6%)
Alteração nos permutadores na torre desbutanizadora e forno com pré-aquecedor.	47,5	216,7 (22,4%)

CONCLUSÕES

Os valores de eficiência global das torres utilizados no projeto da unidade não conseguem reproduzir as composições dos produtos finais e novos valores devem ser determinados em um processo iterativo. A metodologia introduzida para determinar as eficiências das bandejas das torres pouco altera as composições dos produtos finais, porém nos fornece perfis de eficiência e de vazões, bem mais coerentes com a realidade operacional, principalmente para as regiões da carga das torres. Estes perfis serão de grande utilidade para estudos de hidráulica das bandejas.

As várias estruturas de simulação aqui montadas, são importantes ferramentas de trabalho, tanto para o engenheiro químico operacional otimizar as condições operacionais da unidade, como para o engenheiro químico de acompanhamento da produção fazer previsões de produção e fazer adaptações no processo para futuras situações de qualidade e quantidade de gás a ser processado, além de fornecer dados para futuras modificações, na unidade e para novos processos que venham a ser desenvolvidos. Também servem como fonte de consulta para novos trabalhos de simulação, pois apresentam toda uma metodologia para processos que possuam vários sistemas com fluxos em circuitos fechados e/ou semi-abertos.

Várias alternativas foram apresentadas com vários graus de modificação exigidos nos equipamentos e nas condições operacionais. Todas levam a uma redução na energia total requerida para o processo, a qual varia entre 9% e 26%. No gás combustível esta redução varia entre 11% e 40%. A redução na energia elétrica varia entre -34% e 6%, sendo que somente a opção do óleo de absorção com peso molecular de 81,5 g/gmol apresentou aumento no consumo de energia elétrica, porém, compensado energeticamente pela maior redução de gás combustível no forno.

A metodologia desenvolvida neste trabalho para a simulação de plantas reais se mostra bastante eficiente e poderá ser utilizada para outras plantas.

REFERÊNCIAS

- Beggs, H.D., "Gas Production Operations" *Oil & Gas*

Consultants International Inc.

Third Printing, June, 1991.

- Katz, D.L., Lee, J., "Natural Gas Engineering: Production and Storage" McGraw-Hill Publishing Company, 1990.
- King, C.J., "Separation Processes", McGraw-Hill, New York, second edition, 1980
- Gomes, L.G., Tese de Mestrado, LDPS, DPQ, FEQ/UNICAMP, 1995
- Hyprotech Ltd, HYSIM User's Guide, Hyprotech Ltd, 1991
- Linnhoff, B.; Townsend, D.W.; Boland, D.; Hewitt, G.F.; Thomas, B.E.A.; Guy, A.R.; Marsland, R.H., "A user guide on Process Integration for the Efficient Use of Energy", The Institution of Chemical Engineers, 1982
- Linnhoff, B., Hindmarsh, E., "The Pinch Design Method for Heat Exchanger Networks", Chemical Eng. Science, 38, 745, 1983.
- Steinmeyer, D., "Optimum ΔP and ΔT in Heat Exchange", Hydrocarbon Processing, April, 53, 1992.

ABSTRACT

The objective of this work is to make a simulation to be possible to reproduce the operational conditions of a Natural Gas Processing Unit. The simulations have been made using Hyprotech simulator HYSIM (version 1.5, 1991 may). The simulated unit belongs to Petrobrás (Brazilian Petroleum Limited Company) and it was built in Aracaju city, State of Sergipe, Brazil. The unit process is the refrigerated absorption and it has been studied its energetic optimization. The simulation has been built in a unique computer file, that simulates 48 equipments and 16 valves of the process unit. It was created five additional equipments and some adjust, recycle and set operations to adjust the simulator equipments to real equipments. The simulation has 84 operations and 116 streams of mass and energy. Then, it was developed a method to simulate a real plant using a comercial simulator.

To bring near column internal flows and temperatures to the real values, it were incorporated the column stage efficiencies, using a method, developed in this work, beginning with O'Connell global efficiency. With an iterative work together the simulator this adjusts the global efficiencies, and becomes each theoretical stage in a pseudo-column and it repeats the iterative process to know the efficiencies of the pseudo-column. So the middle plate efficiency becomes equal to the pseudo-column efficiency and through a curve, it can be obtained the others column plate efficiencies. It was studied 133 plates with the liquid and vapor properties, which are obtained by simulation.

The PINCH technology application has shown that it is possible to economize until 16.4% for the fuel gas, making a new lay-out to the process. A new lay-out was designed and new simulations have shown to be possible to economize 14.0% of the fuel gas and to reduce the pumps absorbed power in 44.2 Hp. With the increase in the furnace efficiency, through the utilization of the chimney heat, it can be economized until 22.4% of the fuel gas and reduced the pumps absorbed power in 47.5 Hp.

CÁLCULO DE LA SEGURIDAD EN TRANSMISIONES DE ENGRANAJES POR EL MÉTODO NIEMANN. EVALUACIÓN POR MÉTODOS DE ELEMENTOS FINITOS.

J. Fuentes Losa*, E. J. Sánchez Gil**, E. Gómez García*.

* Departamento de Mecánica. E.T.S. Ingenieros Industriales U.N.E.D. Ciudad Universitaria, s/n. 28040 Madrid. España.

** Departamento de Ingeniería Industrial. Escuela Universitaria Politécnica de Algeciras. Avda. Ramón Puyol s/n. 11201 Algeciras. Cádiz. España.

RESUMEN

En este trabajo se presenta un conjunto de programas informáticos desarrollados para automatizar el proceso de cálculo y diseño de transmisiones por engranajes. Se sigue el método de cálculo seguido por Niemann que utiliza un minucioso método de cálculo de la seguridad en engranajes que es aplicado con frecuencia en el proyecto y diseño de este tipo de transmisiones. El proceso lleva a determinar las diferentes seguridades que presentan un par de ruedas dentadas.

INTRODUCCIÓN

El proceso de cálculo de engranajes que utiliza Niemann, lleva a determinar las diferentes seguridades que presentan un par de ruedas dentadas, piñón y corona, de características geométricas definidas en relación con diferentes tipos de fallos de transmisión. Mediante la aplicación de diversos coeficientes se obtienen:

- Seguridad a la rotura del diente.
- Seguridad frente a la formación de hoyuelos (pittings).
- Seguridad ante la corrosión.

El autor obtiene también la duración de la transmisión a plena carga en el caso de que la seguridad obtenida sea inferior a la unidad.

Con el fin de automatizar el proceso de cálculo y diseño de transmisiones por engranajes han sido realizados tres módulos básicos de programación:

- Un módulo de prediseño de la transmisión.
- Un segundo módulo de comprobación de las seguridades.
- Un tercer módulo de optimización de las posibles soluciones.

Los diferentes módulos se han confeccionado según el siguiente esquema:

- 1 Referencia de cálculo de fórmulas utilizadas.
- 2 Diagramas de flujo del algoritmo principal. (Se excluyen subrutinas de ajuste de curvas).
- 3 Programas listados en lenguaje de alto nivel.
- 4 Ejemplos de cálculo, corroborados o comprobados con el texto original y con cálculos manuales.

Designaciones.

Las designaciones que utilizaremos en este trabajo las resumimos a continuación.

B	Valor nominal de la carga.
z_1, z_2	Números de dientes de piñón y corona.
d_{b1}, d_{b2}	Diámetros de la circunferencias de rodadura.
m	Módulo del dentado.
b	Ancho del diente.
a_0, a	Distancias entre ejes inicial y de funcionamiento.
α	Ángulo de presión característico del engrane.
e_f	Brazo de palanca de flexión.

PROGRAMACIÓN DEL AJUSTE DE CURVAS

Las diferentes curvas que permiten la obtención de los distintos parámetros y coeficientes han sido adaptadas con ayuda del análisis de regresión por diversos tipos:

- Interpolación lineal:

$$y_{ni} = y_{ni+1} + \frac{y_{ni+1} - y_{ni-1}}{x_{i+1} - x_{i-1}} (x_i - x_{i-1}) \quad (1)$$

- Regresión logarítmica:

$$y_{ni} = A_{ni} + B_{ni} \log_e(x_{ni}) \quad (2)$$

- Regresión polinomial de orden n , por el método de los mínimos cuadrados:

$$y_{ni} = a_{0ni} + a_{1ni} X + a_{2ni} X^2 + a_{3ni} X^3 + \dots \quad (3)$$

Los datos que hayan sido tomados de la medición directa de un gráfico, por presentar un grado significativo de error o "ruido", han sido obtenidos mediante derivación de una curva simple que represente el comportamiento general de los datos. Esto se consigue generalmente con una curva polinomial. El sistema de ecuaciones de $n+1$ incógnitas, (siendo n el orden del polinomio), es resuelto por el método de eliminación de Gauss-Jordan para sistema de m ecuaciones simultáneas con m incógnitas.

Los coeficientes obtenidos del sistema de ecuaciones son almacenados en el propio programa o módulo, tratándose cada forma del análisis de regresión como una subrutina.

COMPROBACIÓN DE SEGURIDADES:

El cálculo de la seguridad sigue fielmente el método citado. El ajuste de cada curva utilizada, así como la presentación de las pantallas-menú, se plantean como subrutinas del programa principal.

PREDISEÑO

El módulo correspondiente a la fase de prediseño de la transmisión se resume en los diagramas de flujo siguientes. En esta fase se precálculan los valores de $B_D, B_{adm}, b/d_{b1}, a, d_{b1}, b$ y la fracción reducida z_2/z_1 , que se obtiene a partir de la relación de transmisión $i = IT$.

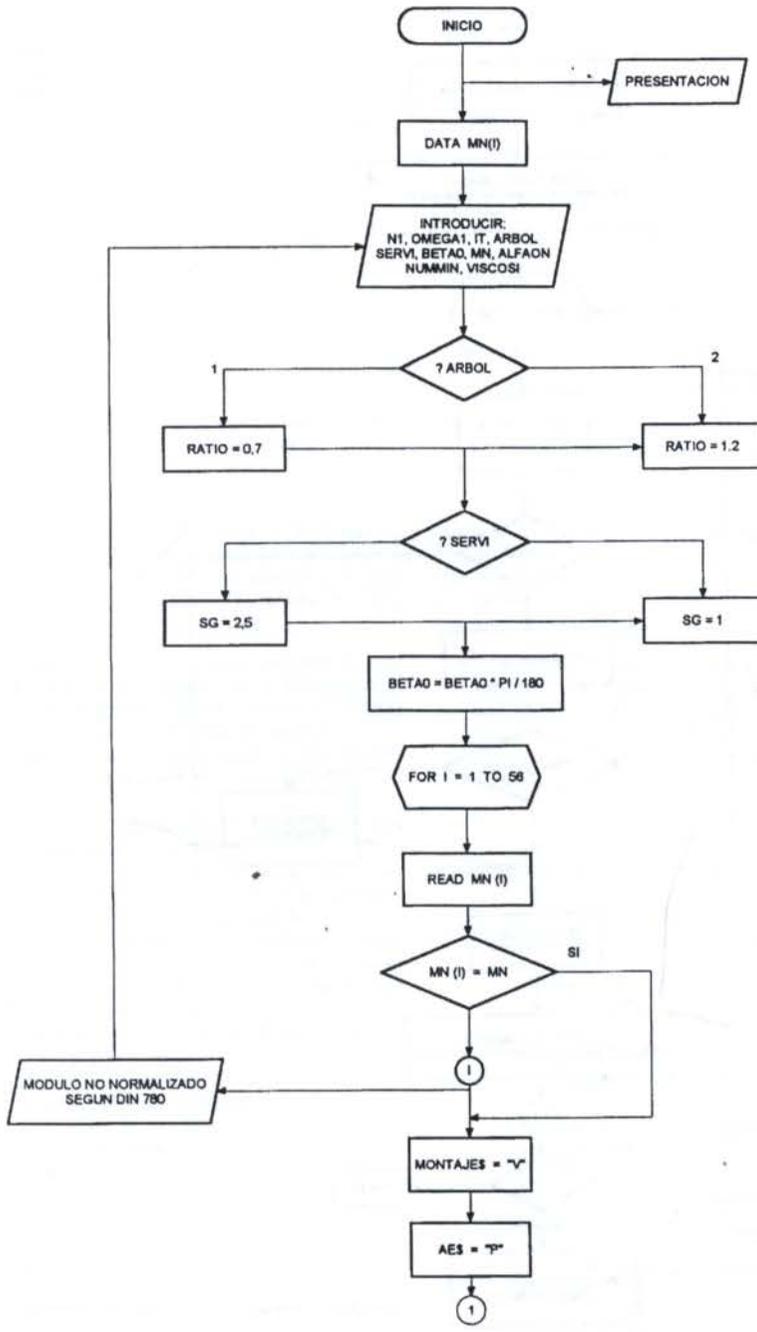


Figura 1: Diagrama del proceso de prediseño. 1ª parte

Para esta primera aproximación, se suponen z_1 y z_2 comprendidos en el intervalo normalizado de 14 a 100 dientes. Se calculan iterativamente las diversas combinaciones posibles en este intervalo, que verifiquen:

$$i = IT = \frac{z_2}{z_1} + ERROR$$

seleccionando aquella relación, de todas las posibles, en la que el error sea mínimo.

Las subrutinas que se indican en el diagrama de flujo hacen referencia a presentación de tablas de datos orientativos para distintos coeficientes que deben introducirse como datos (subrutinas 8050, 4970 y 5840).

El diagrama de flujo termina en el punto 3, enlazando con el apartado correspondiente al proceso general de cálculo de seguridades.

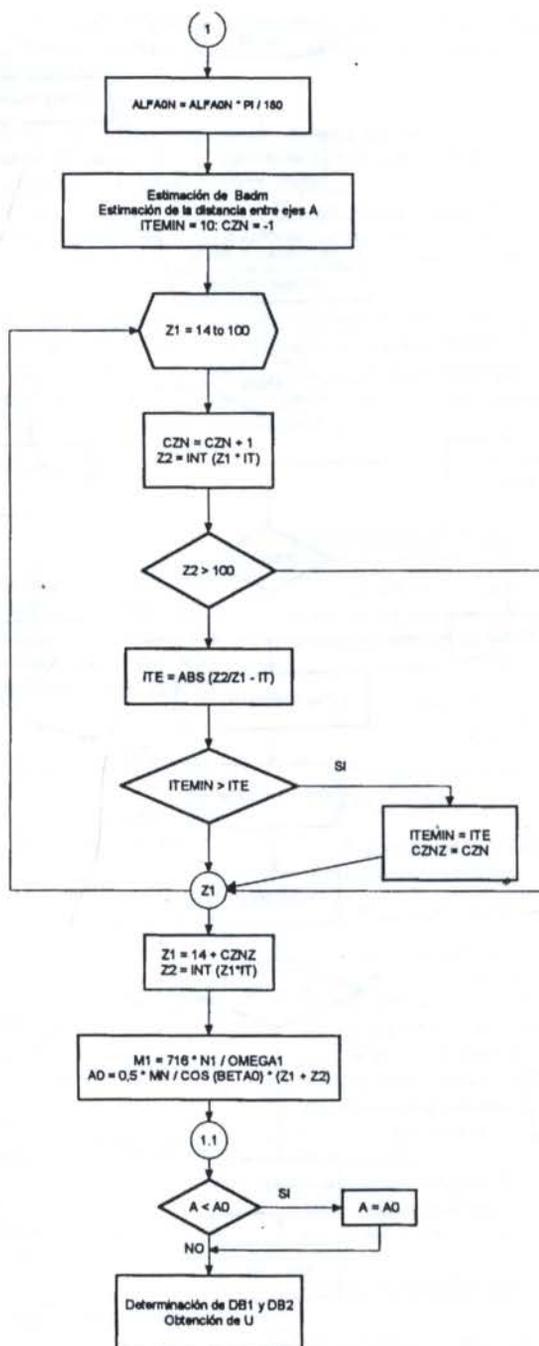


Figura 2: Diagrama del proceso de prediseño. 2ª parte

OPTIMIZACIÓN

El módulo correspondiente a la optimización o cálculo iterativo de minimización, queda resumido mediante el diagrama de flujo correspondiente siguiente.

El mencionado diagrama de flujo recoge un recuadro de procesado de los distintos apartados de la Referencia General de Cálculo de Engranajes, constituyendo así un conjunto de cálculos internos al bucle de iteración.

En resumen, el método de minimización utilizado consiste en introducir el programa del módulo de comprobación de seguridades, en dos bucles de cálculo repetitivos, en los que se incrementa el módulo, según la tabla de módulos normalizados DIN 780, o bien el ancho del diente b , según se escoja un tipo de minimización u otro. En el último caso se introducen unos parámetros relativos al ancho de diente inicial, ancho de diente máximo alcanzable e incremento de cálculo en el ancho de diente.

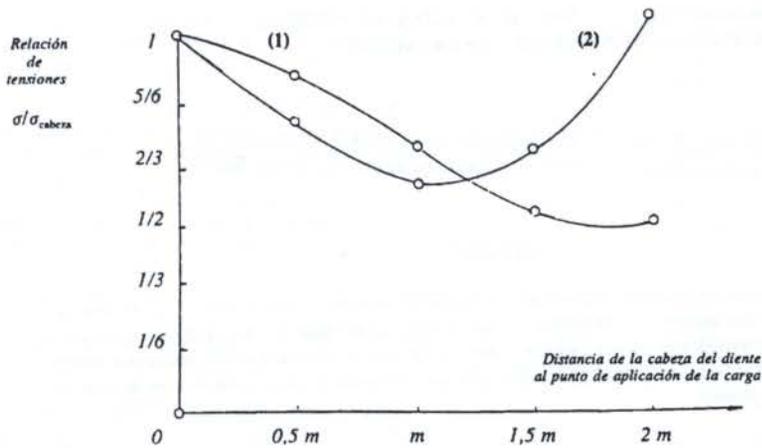


Figura 3: Representación de la relación de tensiones σ/σ_{cabeza} cuando el punto de aplicación de la carga varía a lo largo del perfil del diente.
 Curva (1) obtenida por cálculo analítico de la tensión.
 Curva (2) obtenida por método de los elementos finitos.

No se sale del bucle de iteración hasta que no se cumplan las condiciones de seguridad establecidas en Niemann sobre la orientación para la seguridad necesaria, tomándose el límite de las cotas inferiores de los intervalos allí indicados.

Con este algoritmo se consigue finalmente minimizar por iteraciones tanto el ancho b como el módulo normal m_n .

RESULTADOS DE COMPARACIÓN CON MÉTODOS BASADOS EN ELEMENTOS FINITOS

Niemann expone el proceso de cálculo de la sollicitación en el pie del diente σ , y seguridad a la rotura S_n .

El método básicamente consiste en el análisis del estado de tensiones en los puntos correspondientes al pie del diente que se encuentran bajo tracción, obteniéndose como resumen el siguiente conjunto de parámetros:

- P carga aplicada sobre el flanco del diente.
- σ_n tensión de tracción.
- σ_d tensión de compresión.
- τ_m tensión media de cortadura.
- μ coeficiente de comparación.
- σ tensión de comparación.

Verificándose:

$$\mu = \frac{\sigma_{lim}}{\tau_m \lim} = 2,5 \tag{5}$$

$$\sigma = \sqrt{(\sigma_n - \sigma_d)^2 + (\mu \tau_m)^2} \tag{6}$$

De las diversas ecuaciones se obtiene finalmente simplificando:

$$\sigma = \cos \alpha \frac{P}{b s_f} \sqrt{\left(\frac{6 e_f}{s_f} - \tan \alpha\right)^2 + \mu^2} \tag{7}$$

El parámetro de entrada es el que varía en el intervalo:

$$e_f \in [0, 2m] \tag{8}$$

obteniéndose σ y σ_{cabeza} cuando e_f es variable, y cuando toma el valor de $2m$ respectivamente, con lo que se determina la relación de tensiones σ/σ_{cabeza} .

Los datos obtenidos pueden presentarse en forma gráfica en

la figura 3 relacionando el cálculo analítico de la sollicitación en el pie del diente con los obtenidos por métodos de elementos finitos en los que se llega a la obtención de la curva de correlación para los valores de la relación de tensiones en una discretización bidimensional del sector de engranaje.

BIBLIOGRAFÍA

- Chapra, S. C. Canale, R. P. "Métodos Numéricos para Ingenieros". Editorial Mc. Graw Hill.
- Gómez, E. "Problemas resueltos de Engranajes". ETSII-UNED
- Lamadrid, A. y del Corral, A. "Cinemática y Dinámica de Máquinas". Sección de Publicaciones ETSII - UPM
- Niemann G. "Tratado teórico-práctico de elementos de máquinas". Editorial Labor.
- Sánchez Gil, E. J. "Pruebas de Evaluación a Distancia de Cálculo Construcción y Ensayo de Máquinas" UNED.
- Scraton, R. E. "Métodos Numéricos Básicos". Editorial Mc. Graw Hill.
- Shigley J. E. "Diseño en Ingeniería Mecánica". Ed. Mc. Graw Hill.

ABSTRACT

This study presents a computer program package developed for the purpose of automating gear transmission design-engineering. The calculations involved were made following the Niemann approach, a meticulous method for calculating gear transmission reliability commonly used for the engineering and design of this type of transmissions. This process makes it possible to determine the different reliability factors of a pair of gears.

DESARROLLO DE METODOLOGÍAS AVANZADAS DE ENSAYO DE MÁQUINAS HERRAMIENTA

Valdizán, M.J.; Zulueta, G.; Fernández, M. H.; Sánchez, J.A.; Llorente, J.I.
Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad del País Vasco. Bilbao.

RESUMEN

Los usuarios de la máquina herramienta tienen interés en definir completamente el nivel de precisión de las mismas, abarcando los aspectos de la máquina tanto en vacío como bajo efectos de distintas cargas. En vista de las nuevas tecnologías que se pueden implantar para la verificación de las máquinas surge como necesidad la definición de metodologías adecuadas que permitan llevar a cabo el estudio con el menor coste en tiempo posible.

INTRODUCCIÓN

La situación en la Industria de la Máquina Herramienta, está caracterizada por altos costes de fabricación, el incremento de exigencias sobre seguridad y medio ambiente así como una mayor competencia internacional. Todo esto ha conducido en los últimos años a nuevos planteamientos en cuanto a las especificaciones que debe cumplir una Máquina-Herramienta.

Este cambio en las exigencias tiene como consecuencia que los usuarios de la máquina herramienta tengan interés en definir completamente el nivel de precisión de las mismas, abarcando los aspectos de la máquina tanto en vacío como bajo efectos de distintas cargas, ya sean dinámicas, estáticas o térmicas.

En vista de las nuevas tecnologías que se pueden implantar para la verificación de las máquinas surge como inconveniente la definición de metodologías adecuadas que permitan llevar a cabo el estudio con el menor coste en tiempo posible. Además, en la actualidad no existe una normativa global que defina con claridad el procedimiento a seguir para la caracterización de una máquina.

La determinación de la precisión se puede realizar, básicamente, siguiendo dos procedimientos: ensayos directos y ensayos indirectos. En el primer caso es necesario recurrir a técnicas de medición específicas para la determinar la precisión y el segundo consiste en la elaboración de piezas de ensayo. En particular, este artículo se centrará en la definición de metodologías de ensayo directas utilizando técnicas de medición sofisticadas, como por ejemplo la interferometría láser, que permiten definir la precisión de las máquinas en varios ejes, realizar distintos tipos de ensayo como pueden ser rectitud, perpendicularidad, angularidad, posicionamiento, etc. y además, permiten controlar los ensayos y recoger los datos directamente desde una estación de trabajo o un computador.

En cuanto a la clasificación de los posibles errores en máquinas herramienta se puede hablar de los siguientes grupos: errores geométricos y cinemáticos y errores inducidos por cargas. Aunque, en realidad, no existe unicidad de criterios entre los distintos autores, en cuanto a los errores que pertenecen a cada grupo (Slocum 1992, Weck 1984). En este trabajo se englobarán los errores en dos clases, la primera abarca las características de las máquinas en vacío y la segunda bajo carga. Este artículo se dedicará exclusivamente al primero de ellos, describiendo los distintos tipos de error y

la metodología implantada así como también la descripción del sistema de medida empleado, y el tratamiento estadístico de los datos, presentando ejemplos de aplicación.

TIPOS DE ERRORES

Los errores que se producen en una máquina-herramienta pueden abarcar, como se ha mencionado las características de las máquinas en vacío y bajo carga. A continuación se comentan algunas fuentes de error que afectan a las máquinas herramienta.

Errores geométricos. Son errores de forma y posición de los elementos de la máquina aislados, teniendo interés sólo aquellos elementos que realizan funciones de movimiento, dirección y sujeción. Estos errores incluyen los de posicionamiento, rectitud, errores angulares (*roll, pitch, yaw*), planitud, etc.

Errores cinemáticos. Aparecen cuando existen varios ejes de movimiento funcionalmente dependientes entre sí, y se deben, frecuentemente, a los errores geométricos de los elementos que participan en la transmisión del movimiento.

Errores inducidos por cargas exteriores. Se producen por cargas como el peso de los elementos, la inercia de ejes en aceleración, las fuerzas de corte, etc. El efecto de estas cargas exteriores no es fácil de modelizar dado que son variables, a veces distribuidas y a veces concentradas.

Errores inducidos por cargas internas. Se producen en el proceso de ensamblado de los elementos que constituyen la máquina. Dentro de estos errores están los provocados por la congruencia geométrica forzada entre partes móviles, el efecto del montaje en la rigidez de la propia máquina, la deformación de ésta cuando se aplican fuerzas de precarga en guías y tornillos y los errores causados por los mecanismos de sujeción y fijación.

Errores causados por expansiones térmicas. Sin lugar a dudas son los errores mayores, menos considerados y menos entendidos de todos los presentes en el diseño de Máquinas-Herramienta. El aumento de las velocidades, no sólo de corte sino también de movimiento, hacen cada día más importante el control de las fuentes de calor y su efecto sobre la precisión global de la máquina. La influencia viene sobre todo por el camino de errores angulares que conducen a errores Abbe.

Errores causados por inestabilidad de los materiales. Las características del material a tener en cuenta son sobre todo la situación interna de la aleación y la

presencia de tensiones residuales originadas en el proceso de fabricación. Son también importantes a la hora de plantearse la estabilidad del material, los elementos de aleación y los tratamientos térmicos.

La precisión de las piezas producidas en las Máquinas-Herramienta se determina por las desviaciones de los puntos de contacto entre la pieza y la herramienta con respecto a las posiciones preestablecidas. La causa de estas desviaciones, además de los errores de tipo cuasiestático mencionados anteriormente, son las deformaciones producidas por las fuerzas estáticas y dinámicas sobre los diferentes componentes que intervienen en la transmisión de fuerzas de la máquina (estructura, bancada, gufas, etc.).

Metodología. Se pueden distinguir dos metodologías en función del tipo de error objeto de verificación. Por una parte la metodología para errores geométricos, que se basa en la utilización de equipo de interferometría láser. Y por otra parte la metodología para errores cinemáticos, que se basa en el uso del "Ball Bar".

La técnica más adecuada para la medida de errores geométricos es la interferometría láser, según la norma ANSI - ASME B5.45), debido a su elevada precisión.

Esta técnica requiere el empleo de material óptico como el mostrado en la Figura 1, compuesto por espejos reflectores y divisores del haz, que permiten trazar diferentes caminos ópticos, y material electrónico para recoger las señales originadas en el proceso de medida.



Figura 1 Material óptico para interferometría láser.

Las ópticas se encuentran montadas en una estructura de acero invar, que presenta un coeficiente de dilatación térmica reducido, para conseguir que la influencia de la temperatura en la desviación del haz sea mínima. La misión de las ópticas consiste en dividir el haz de dos frecuencias procedente de la cabeza láser en dos haces, denominados referencia y medida. La comparación de estos dos haces nos permite obtener la medida.

Los elementos electrónicos, denominados *receiver* se utilizan para recoger las señales de medida y de referencia y trasladarlas al Rac VXI - VME.

Una vez conocidos los elementos necesarios para la realización de los ensayos, se deben marcar unas pautas, en cuanto a la elección de las posiciones programadas, tipos de recorrido y número de carreras. Las diferentes normas consultadas presentan discrepancias en la cuantificación de estos aspectos, así la norma UNE 15 - 300 - 92 parte 2, requiere cinco carreras bidireccionales. Ocurriendo lo mismo con la norma ISO 230. Mientras que la propuesta de norma ANSI - ASME B5.54 recomienda realizar únicamente tres carreras bidireccionales.

En cuanto al número de puntos de recogida de datos o posiciones programadas todas las normas hacen depender esa cifra de la longitud del eje objeto de ensayo, pero no coinciden en los valores límite. Así tanto la norma UNE como la ISO, recomiendan para máquinas de longitud inferior

a un metro recoger un mínimo de cinco puntos uniformemente espaciados, mientras que si la longitud excede de dos metros las posiciones programadas estarán intercaladas cada 25 mm. Por otra parte la norma ANSI - ASME recomienda para ejes de longitud inferior a 250 mm que los intervalos entre posiciones programadas sean como máximo de 25 mm, mientras que para longitudes superiores el intervalo no deberá ser superior a 25 mm ni inferior a la décima parte de su longitud.

El tipo de recorrido será bidireccional para evaluar por medio del error medio de inversión, la histéresis de la máquina. El número de carreras se ha fijado en cinco ya que así se dispone de una mayor información sobre los errores de la máquina, aproximando de una manera mas precisa los valores obtenidos a una distribución normal. En el apartado de resultados se estudiará la influencia del número de posiciones en los parámetros que permiten la evaluación de la máquina.

Se deben cumplir otros requisitos a la hora de realizar el ensayo como son trabajar con el máximo avance y empezar los resultados de la medición una vez que las ópticas y la máquina se encuentran puestas en temperatura. Consiguiendo la puesta en temperatura mediante las maniobras para el alineamiento de las ópticas y de la cabeza láser, y ejecutando dos ciclos completos del programa de control numérico, según especifica la norma ANSI - ASME.

Tratamiento estadístico de los resultados. Una vez obtenidos los datos del ensayo, se precisa de un tratamiento estadístico de los mismos, que sea común a cualquier tipo de ensayo geométrico.

Las medidas de las posiciones programadas, se agrupan según su situación y sentido de recorrido. Calculándose para cada uno de ellos la media y la desviación típica. Se define el error de inversión como la diferencia entre los valores medios del error ascendente y descendente para cada posición. Este concepto sirve para evaluar la histéresis causada por las fuerzas de rozamiento y la holgura de los elementos de posición. La ecuación (1), permite el cálculo del error de inversión.

$$B_i = \bar{e}_j \uparrow - \bar{e}_j \downarrow \quad (1)$$

donde:

B_j , representa el error de inversión.

$\bar{e}_j \uparrow$, media de los errores de los recorridos pares.

$\bar{e}_j \downarrow$, media de los errores de los recorridos impares.

Los parámetros que permiten evaluar una máquina herramienta son la precisión y repetibilidad. La precisión cuantifica la distancia entre el valor verdadero y el obtenido como media de las medidas. Se calcula según la expresión (2), como la diferencia entre el máximo del valor medio más tres veces la desviación típica y el mínimo del valor medio menos tres veces la desviación típica para cada posición programada y sentido de recorrido.

$$\text{Precisión} = \text{Máx} (\bar{e}_j + 3 \times s_j) - \text{Mín} (\bar{e}_j - 3 \times s_j) \quad (2)$$

donde:

$\bar{e}_j \uparrow$, media de los errores de los recorridos pares.

$\bar{e}_j \downarrow$, media de los errores de los recorridos impares.

La repetibilidad cuantifica la variación en las medidas

cuando son tomadas por el mismo operador y es utilizado el mismo instrumental en diferentes ocasiones. Se calcula, según la ecuación (3) como el valor máximo de los siguientes tres valores, seis veces la desviación típica en cada sentido y de la suma de tres veces la desviación típica ascendente y descendente junto con el valor absoluto del error de inversión. Siendo calculado el error de inversión, de acuerdo con la ecuación (1).

$$\text{Repetibilidad} = \text{Máx} (6s_{\uparrow}, 6s_{\downarrow}, 3s_{\uparrow} + 3s_{\downarrow} + |B_i|) \quad (3)$$

El método de selección de puntos y carreras es aplicable a los ensayos de precisión de posicionamiento lineal y angular, e incluso para el método de evaluación volumétrica mediante diagonales.

CADENA DE MEDIDA. INSTRUMENTACIÓN

De los párrafos precedentes se deduce la necesidad de verificar la precisión de trabajo de la máquina-herramienta a través del estudio de distintos aspectos de la misma, como son su comportamiento geométrico, cinemático y dinámico (en general, bajo carga). Esto supone la utilización de tecnologías de medición de naturaleza muy dispar. Así, el estudio realizado demuestra que para la evaluación del comportamiento geométrico, la técnica más adecuada por su precisión y fiabilidad (ya que permite verificar distintos grados de libertad sobre los distintos ejes de la máquina con mínimas variaciones de los utillajes y del montaje requeridos) es la interferometría láser. En concreto, se hace uso del sistema HP 5528-A (Laser Measuring System) de dos frecuencias junto con las ópticas de linealidad, angularidad y rectitud adecuadas. Por otra parte, la verificación de la precisión cinemática se lleva a cabo haciendo uso del transductor lineal DBB 110 (Linear Transducer) de Heidenhain, dispositivo comúnmente conocido como "Ball-Bar". En los trabajos realizados hasta el momento tendentes a la caracterización del comportamiento bajo carga de la máquina, y más concretamente, de su comportamiento dinámico, se está haciendo uso de transductores piezoeléctricos (acelerómetros) cuya señal debe ser posteriormente acondicionada y procesada de la forma adecuada. En un futuro cercano se pretende ampliar el espectro de mediciones realizadas sobre la máquina. Para ello, se evalúa en la actualidad la implantación de otros tipos de transductores, tales como presostatos (para el control de la presión en los sistemas hidráulicos), termopares, etc. Dado el carácter de solución global que pretende darse a este trabajo, se hace necesario acudir a algún tipo de tecnología, normalizada en lo posible, que permita la integración de estas diferentes técnicas de medida, integración no solo a nivel físico sino también de tratamiento de datos.

Dicha integración se ha conseguido a través de la tecnología VXI/VME (Versabus Module Europe). Se trata de un estándar que define los niveles tanto de hardware como de protocolos de comunicación, dejando libertad en el interface de usuario, herramientas de programación y dispositivos de sujeción de las tarjetas. En concreto, se utiliza un equipo abierto de test y control (VXI/VME Mainframe HP E1401-A, de Hewlett-Packard). Este sistema permite incorporar sobre un mismo soporte tarjetas de adquisición y proceso de datos de muy diferente naturaleza, pero ajustadas a la normalización VXI/VME, tales como:

- Tarjetas axiales y de compensación láser.
- Tarjetas de adquisición de datos de propósito general.
- Tarjetas para la medida de vibraciones.
- Multifímetros.
- Etc.

La información recogida y en su caso procesada, se pone a disposición de una Workstation HP 9000 serie 700 a través de la conexión de alta velocidad MXI-Bus (Multi-System Extension Interface Specification), normalizada también según VXI/VME. Disponiendo de los programas de control necesarios (drivers) es posible controlar los procesos de recogida de datos y ejecución de órdenes sobre las tarjetas desde la estación de trabajo. Se trabaja en la actualidad en el desarrollo de estos drivers, así como en el diseño de un interface de usuario amigable que facilite su ejecución. El desarrollo del interface de usuario y de los drivers se lleva a cabo a partir de las especificaciones previamente definidas para cada uno de los ensayos necesarios para la caracterización de la máquina. La Figura 2 muestra el esquema de la cadena de medición.

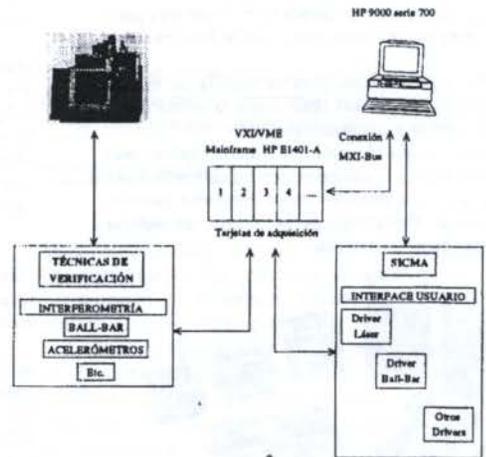


Figura 2: Esquema de la cadena de medición.

El resultado final es un sistema integral para la verificación de Máquinas-Herramienta controlado por un software diseñado a partir de la definición de especificaciones de ensayos realizada. Se ha bautizado a dicho software con el nombre SICMA (Sistema Integral para la Calibración de Máquinas-herramienta). Este logro supone un importante avance hacia una verificación económica y completa de estas máquinas al disponerse de un sistema de aplicación industrial práctica, de fácil manejo y ajustado a la normativa de ensayos definida. Por otra parte, los fabricantes que han tomado parte en el desarrollo la tecnología VXI/VME, aseguran que en un breve espacio de tiempo se dispondrá de la conexión de alta velocidad MXI-Bus para PC, lo que supondrá una mayor portabilidad del software y una importante reducción en los costes de utilización.

RESULTADOS

Se han realizado ensayos de precisión de posicionamiento lineal y de errores angulares (*pitch* y *yaw*), obteniéndose valores de precisión, repetibilidad y error medio de inversión, resumidos en la tabla 1.

A modo de ejemplo se muestran las gráficas de la precisión de posicionamiento lineal para un eje de la máquina variando el número de posiciones programadas. Realizándose el análisis individual de cada gráfica. La longitud objeto de ensayo presenta un valor de 570 mm. El avance de acuerdo con la norma UNE es el máximo de la máquina, y se requieren programas de CN, para cada número de posiciones programadas.

Tabela 1 - Eficiências dos estágios teóricos da torre fracionadora de óleo rico.

Primeira Simulação			Segunda Simulação		
Estágio teórico	Eficiência (%)	Número de estágios reais	Eficiência (%)	Número de estágios reais	Estágio real equivalente
1	100,0	1,000	100,0	1,000	1,000
2	73,0	1,370	73,0	1,370	1,865
3	77,9	1,284	77,9	1,284	3,012
4	81,0	1,235	80,9	1,236	4,272
5	82,2	1,217	82,1	1,218	5,499
6	82,8	1,208	82,8	1,208	6,712
7	83,2	1,202	83,2	1,202	7,917
8	83,7	1,195	83,5	1,198	9,117
9	84,0	1,190	84,0	1,190	10,311
10	65,0	1,538	62,3	1,605	11,709
11	68,5	1,460	68,4	1,462	13,241
12	74,0	1,351	73,9	1,353	14,650
13	77,9	1,284	77,1	1,297	15,975
14	80,0	1,250	79,0	1,266	17,256
15	81,0	1,235	80,2	1,247	18,513
16	82,2	1,208	81,0	1,235	19,754
17	82,6	1,211	81,8	1,222	20,982
18	83,0	1,205	82,1	1,218	22,202
19	100,0	1,000	82,6	1,211	23,417
20	-----	-----	82,7	1,209	24,627
21	-----	-----	83,0	1,205	25,834
22	-----	-----	100,0	1,000	26,834
Total	-----	23,643	-----	27,436	-----
Média	78,9	-----	79,1	-----	-----

Tabela 2 - Eficiência dos estágios reais da torre fracionadora de óleo rico

Estágio real	Eficiência simulação 3	Eficiência simulação 4	Eficiência simulação 5	Eficiência simulação 6
1	100,0	100,0	100,0	100,0
2	74,2	85,2	80,8	82,8
3	77,8	83,0	81,5	82,0
4	80,4	83,2	83,0	83,0
5	81,7	83,3	83,4	83,3
6	82,4	83,5	84,4	83,4
7	82,9	83,2	83,4	83,4
8	83,2	83,3	83,6	83,8
9	83,5	83,6	83,6	83,8
10	83,9	83,6	83,6	83,8
11	83,0	93,6	83,7	83,9
12	63,0	60,3	60,8	60,5
13	67,2	64,2	65,0	65,0
14	71,5	68,5	68,9	68,6
15	74,9	72,2	72,5	72,4
16	77,1	75,4	76,0	75,6
17	78,6	78,0	78,1	78,0
18	79,7	79,8	80,0	80,0
19	80,5	81,0	81,0	81,0
20	81,1	81,8	82,0	82,0
21	81,8	82,5	82,5	82,5
22	82,0	83,1	83,1	83,1
23	82,5	83,5	83,8	83,5
24	82,6	82,6	84,0	84,0
25	82,7	84,6	84,3	84,3
26	83,0	84,9	84,8	84,8
27	100,0	100,0	100,0	100,0

APLICAÇÃO DA TECNOLOGIA "PINCH"

Linnhoff et al (1982) e Linnhoff and Hindmarsh (1983) desenvolveu uma metodologia para integração energética de processos, objetivando o menor uso de utilidades, ou seja, explorar ao máximo a permuta de calor nos intercambiadores e utilizar o mínimo das fontes de aquecimento e de resfriamento externas ao processo, como vapor de aquecimento e água de resfriamento. A partir desta metodologia, muitos processos já em uso nas indústrias têm sido modificados para racionalização de energia, com integração energética do processo.

Linnhoff (1982) considera 10°C como o $\Delta T_{\text{mínimo}}$ ótimo para um permutador de calor, ou seja, valores menores levam a uma área de troca térmica anti-econômica. Para se determinar qual o valor ótimo para ser utilizado nos projetos brasileiros, ter-se-ia que fazer uma análise econômica, como por exemplo foi desenvolvido por Steinmeyer (1992).

A tecnologia PINCH pode ser aplicada ao processo através do próprio HYSIM, porém necessita-se que os trocadores de calor estejam corretamente identificados quanto à função que desempenham: intercambiador, resfriador ou condensador (utilidade fria), aquecedor ou resfriador (utilidade quente).

As curvas compostas de troca de calor podem ser feitas de duas maneiras no HYSIM: considerando todos os permutadores de calor, inclusive os de utilidades ("PROCESS composite heat exchange curve"); ou, desconsiderando os de utilidades ("FLOWSHEET composite heat exchange curve"). Se a diferença de temperatura entre as curvas fria e quente no ponto de PINCH for menor na opção "FLOWSHEET", então é possível modificar a disposição dos permutadores para uma maior integração energética do sistema. A tabela 3 no mostra que na opção "FLOWSHEET" o processo não necessita de utilidade fria, necessita de uma pequena quantidade de utilidade quente ($0,14 \times 10^5$ Kcal/h) e que é possível modificar o processo para maior integração energética. Porém, só existem duas utilidades frias no processo que não estão ligadas a uma torre de absorção ou de destilação: o resfriador de óleo pobre e o resfriador de C_3 . As demais utilidades frias são condensadores de topo das torres de destilação ou condensador do circuito de propano, o qual já demonstrou estar totalmente integrado. As utilidades quentes são todas reaquecedores de torres, os quais não podem ser eliminados. Só falta otimizar o processo da separação nas torres, para consumir o mínimo possível de utilidades, já que é impossível eliminá-las.

Tabela 3 - Resultados das duas modalidades de análise do PINCH

	"PROCESS"	"FLOWSHEET"
ΔT no PINCH (°C)	32,75	4,83
Temperatura, curva quente no Pinch (°C)	99,55	-21,75
Temperatura da curva fria no Pinch (°C)	66,80	-26,58
Utilidade quente (Kcal/h)	7.987.490	14.138
Utilidade fria (Kcal/h)	11.263.900	0,0

A aplicação da tecnologia PINCH através do simulador comercial HYSIM mostrou ser possível modificar o "lay-out" do processo da UPGN-Ata para uma maior integração energética. Isto foi feito eliminando-se a utilidade fria de resfriamento do óleo de absorção, aumentando a carga térmica do aquecedor de carga da torre fracionadora, colocando um trocador em série com o aquecedor de carga da torre desbutanizadora e alterando-se o prato de carga desta torre. Além desta integração, é possível se aumentar a eficiência do forno, usando-se ar pré-aquecido com gases da própria chaminé. A tabela 4 resume os ganhos energéticos para cada opção simulada em relação à situação que a unidade se

Tabla 1: Resultados de ensayos geométricos.

	Precisión	Repetibilidad	Error Medio de Inversión
Posicionamiento lineal (en micras)	De 29,724 a 27,712	De 3,847 a 5,492	De 1,155 a 1,626
Pitch (en arcseg)	De 13,443 a 14,749	De 1,606 a 2,257	De 0,192 a 0,249
Yaw (en arcseg)	De 6,058 a 7,057	De 0,905 a 1,646	De 0,117 a 0,167

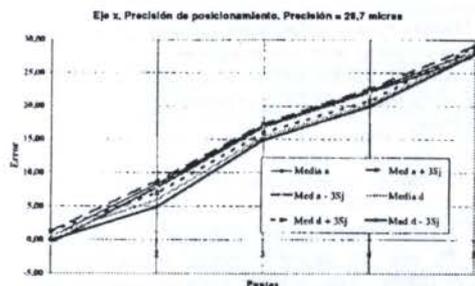


Figura 3: Precisión de posicionamiento uniaxial, con cinco posiciones programadas.

En la figura 3, se observa que el error de inversión presenta valores reducidos, siendo las posiciones 2 y 4 las que presentan los valores máximos que son del orden de cinco micras. La precisión unidireccional en ambos sentidos, presenta una banda de 6 veces la desviación típica bastante ajustada en toda las posiciones programadas, por lo que el valor de la precisión bidireccional calculada y localizada entre las posiciones 1 y 5, se puede considerar correcta.

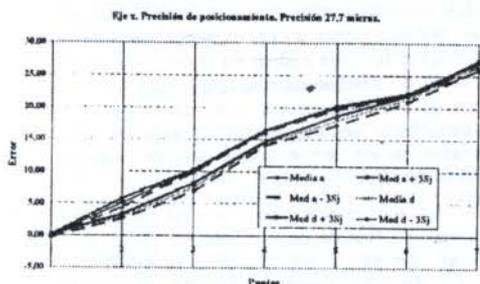


Figura 4: Precisión de posicionamiento uniaxial, con siete posiciones programadas.

Los valores del error de inversión se mantienen cercanos a los mostrados en la figura 3, presentándose los valores máximos en las posiciones tres y cinco, que corresponden al mismo intervalo que en el gráfico anterior. Las precisiones unidireccionales se mantienen en una banda relativamente estrecha, por lo que el valor de la precisión bidireccional obtenido y localizado entre las posiciones 1 y 7, se puede considerar correcto.

Del estudio conjunto de las figuras 3 y 4, se desprende que existe una diferencia del orden de dos micras, entre los valores máximos de la precisión, que en principio determina que el número de posiciones programadas no influyen en la precisión del ensayo.

CONCLUSIONES.

El trabajo presentado se encuadra dentro de las más

avanzadas líneas de investigación, centradas en la caracterización de la precisión de trabajo de máquinas-herramienta. La revisión bibliográfica llevada a cabo destaca diferentes propuestas para la clasificación de los errores o causas de falta de precisión observada en máquinas de este tipo. Así, diferentes autores proponen la realización de ensayos sobre la máquina en vacío y bajo carga para la determinación de las fuentes de error. Esta clasificación es la adoptada en este estudio.

Los trabajos realizados hasta el momento se enmarcan dentro de la caracterización de la máquina en vacío. No obstante, y dado el carácter de solución global buscada los desarrollos se han realizado sobre una tecnología que permitirá, en un futuro próximo, la integración de los ensayos

Se resumen a continuación las principales conclusiones extraídas del trabajo desarrollado:

- Se está llevando a cabo una minuciosa labor de desarrollo de especificaciones y de metodologías que definen completamente los ensayos a realizar para una caracterización completa de la máquina.

- La interferometría láser se revela, por su flexibilidad, precisión, rapidez y facilidad de uso, como la técnica más adecuada para la verificación geométrica de la máquina.

- Los aspectos relacionados con la verificación cinemática dependen fundamentalmente del tipo de máquina a estudiar y de su configuración. En concreto, para la verificación cinemática de un centro de mecanizado vertical se está utilizando el dispositivo conocido como "Ball-Bar".

- Se ha buscado una tecnología estándar que permitirá la integración de tecnologías de medición y ensayo muy diversas. La tecnología VXI/VME parece ser la solución adecuada, al dar soporte a tarjetas de recogida de datos de diferente naturaleza (láser, vibraciones, multímetros, etc.).

- Se está desarrollando un software para la caracterización integral de máquinas-herramienta (SICMA) a través del control de las tarjetas VXI/VME. Dicho software permite en la actualidad dicho control a través de un interface de usuario amigable, corriendo en una Workstation. Se espera que en breve plazo se posible portar esta tecnología a ordenador personal (PC) o compatible.

El trabajo a realizar a corto plazo pasa por definir los ensayos para la caracterización dinámica de la máquina. Las especificaciones resultantes deberán ser implementadas dentro del correspondiente módulo de SICMA.

AGRADECIMIENTOS

La realización de este proyecto ha sido posible gracias a las ayudas recibidas de los proyectos UET de código VERIF000 y UPV 145.345 - EA019/94.

REFERENCIAS

ANSI - ASME B5.54. "Methods for performance evaluation of computer numerically controlled machining centers", 1991.
 Stocum, A. "Precision machine Design", New Jersey, 1992.
 UNE 15 - 300 - 89, parte 2, "Código de Verificación de Máquina Herramienta. Determinación de la precisión de posicionamiento de Máquinas Herramientas con C.N.", Madrid, 1992.
 Weck, M. "Handbook of Machine Tools. Metrological Analysis and Performance Test", London, 1984.

ABSTRACT

Machine tool users are interested in the complete definition of their accuracy level, for loaded and unloaded conditions. According to the latest technologies which could be implanted for machine tool verification, it becomes necessary the definition of suitable methodologies which make the task less time and cost consuming.

Desenvolvimento de um Sistema de Gerenciamento de Fluxo de Trabalho para Engenharia

Prof. Henrique Rozenfeld, Dr.-Ing - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade de São Paulo - São Carlos - Brasil
Alexandre José Tiberti, Bel. - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade de São Paulo - São Carlos - Brasil

Resumo

A Engenharia Simultânea é um conceito há muito tempo difundido. Muitas empresas adquiriram sistemas CAE/CAD/CAM e colocaram seus funcionários para trabalharem em conjunto, mas não atingiram os resultados esperados. Nesse trabalho apresenta-se um caminho para se atingir os resultados da Engenharia Simultânea de forma abrangente, utilizando soluções heterogêneas, como as de engenharia, suportadas pelos conceitos de Workgroup Computing e Sistemas Workflow.

1. Introdução

O aumento da concorrência, decorrente do processo de globalização da economia, tem levado às indústrias a buscarem constantemente a melhoria de sua competitividade. O mercado consumidor passou a exigir um tratamento individualizado, o que vem exigindo das empresas maior qualidade em seus novos produtos e tempos reduzidos de produção, além da satisfação dos clientes em preço e atendimento.

Para diminuir o ciclo de desenvolvimento e aumentar a qualidade de seus produtos, as empresas passaram a adotar a filosofia de Engenharia Simultânea. No entanto, o seu potencial não foi esgotado, pois as empresas não conseguiram atingir plenamente os objetivos estabelecidos para a mesma. Apesar de terem realizado investimentos significativos em tecnologia de informação, chegando até a organizarem departamentos únicos de projeto e processo, muitas empresas não conseguiram obter os resultados esperados devido a uma série de deficiências. Várias dessas deficiências se devem ao fato das empresas não possuírem uma visão mais abrangente do seu negócio, pois não analisaram todas as dimensões de seu processo produtivo. Além disso, a tecnologia de informação para apoiar o trabalho em grupo, começou a estar madura o bastante, para seu uso em produção, de um ano para cá.

O objetivo desse trabalho é levantar condições para a implantação de Engenharia Simultânea em uma empresa, enfocando a utilização de ferramentas para controle e gerenciamento do fluxo de trabalho (Sistemas Workflow), necessárias para agilizar as informações dentro dos processos relativos à engenharia. Além disso, é definido um ambiente de Engenharia Simultânea apoiado em modernas tecnologias de informação (Workgroup Computing), prevendo a integração de soluções computacionais heterogêneas.

2. Considerações sobre Engenharia Simultânea

ROZENFELD et alli, (1994), confronta várias definições de Engenharia Simultânea. Uma síntese desse estudo acrescida de conceitos sobre processo de negócio e sobre integração, permite definir Engenharia Simultânea como: "filosofia de trabalho para o processo de desenvolvimento/alteração de novos produtos, com base na sinergia entre seus agentes auxiliados por recursos e métodos

integrados, visando: aumento de qualidade do produto, diminuição do ciclo de desenvolvimento, e conseqüente diminuição de custos". Essa definição pode ser considerada incompleta, pois, por exemplo, não cita a melhoria contínua, mas atende ao escopo deste trabalho.

A importância de se trabalhar em Engenharia Simultânea pode ser ressaltada pelo estudo das características do desenvolvimento convencional de produtos, onde se observam certos impasses. O grau de incerteza no início do desenvolvimento é bem elevado, diminuindo com o tempo, mas é justamente no início que se seleciona a maior quantidade de soluções construtivas. As escolhas de alternativas ocorridas no início do ciclo de desenvolvimento são responsáveis por 85% do custo do produto final. O custo de modificação aumenta ao longo do ciclo de desenvolvimento, pois, a cada mudança, um número maior de decisões já tomadas podem ser invalidadas. Além disso, o processo de desenvolvimento seqüencial faz com que o número de alterações ocorra muito tardiamente. A Engenharia Simultânea procura, através de suas técnicas, métodos, ferramentas, etc., diminuir esse grau de incerteza no início do ciclo de desenvolvimento.

Alguns dos autores preconizam o total paralelismo das tarefas iniciais da fase de desenvolvimento (MILLS et alli, 1991), mas esse paralelismo é teórico (CASA/SME, 1994). O risco de falha cresce muito. "A engenharia totalmente simultânea é como a teoria do Big Bang da origem do universo. Tem que se acreditar nela, mas ninguém já a observou" (CASA/SME, 1994). É mais apropriado unir os momentos de análise de algumas fases do ciclo de desenvolvimento, aplicando técnicas como DFMA (Design For Manufacturing and Assembly) ou QFD (Quality Function Deployment).

Algumas empresas dão ênfase somente aos aspectos organizacionais da Engenharia Simultânea, colocando pessoas que antes se encontravam em departamentos distintos em um único departamento. Outras investem em sistemas CAE/CAD/CAM, visando o trabalho em equipe através do compartilhamento de um modelo de produto único. Os resultados dessas iniciativas isoladas nem sempre atendem às expectativas colocadas. Falta uma análise mais abrangente das condições necessárias para a implantação da Engenharia Simultânea.

3. Condições para a Engenharia Simultânea

A maior parte das empresas são estruturadas de forma burocrática, onde o "culto" à sua estrutura organizacional e o domínio dos seus recursos são predominantes. Com o advento de novas filosofias de trabalho, como qualidade total e planejamento estratégico, as empresas incorporaram a importância do cliente e o estudo da cadeia de valores, mas muitas continuaram burocráticas. As pessoas com suas habilidades, valores e estilos fazem parte dos recursos das empresas e como tal têm que ser tratadas. A evolução da tecnologia não foi acompanhada pelas organizações (SAVAGE, 1991).

Para o emprego da Engenharia Simultânea nas empresas, é necessário uma mudança no enfoque das organizações, visando a criação de empresa virtual, voltado aos processos. Nesse enfoque, as pessoas têm uma importância maior e o seu trabalho direcionado pela estratégia da empresa, procurando atender diretamente às necessidades dos clientes. As pessoas são consideradas colaboradores. Os negócios da empresa são delineados pelos processos definidos. Os recursos têm que suportar as habilidades das pessoas. Os procedimentos formalizados e as informações são ajustados ao estilo das pessoas. A organização é mais flexível e mutável, e o conceito tradicional de estrutura organizacional rígida é substituído. Nesse contexto, o processo de negócio é constituído pelo conjunto dessas dimensões da empresa. Uma maior ênfase deve ser dada à educação e treinamento das pessoas.

Essa mudança de enfoque é necessária à implantação da Engenharia Simultânea. Essa visão apresenta o contexto no qual se localiza o escopo deste trabalho. As ferramentas de Workgroup Computing e Workflow são tratadas como recursos e, como tal, auxiliam a melhoria contínua dos processos de negócio e o trabalho das pessoas. Além disso, provê uma melhor integração entre os processos e as pessoas responsáveis por eles.

4. Conceitos de Integração e Processos

O termo Integração sempre esteve associado à filosofia CIM, que o desgastou muito. Integração era entendida como qualquer esforço, através de recursos computacionais, para a automação do sistema de manufatura como um todo.

Neste trabalho, a Integração é tratada de forma abrangente, com outra conotação, dividindo-se em duas linhas. A primeira, envolve as filosofias e técnicas de automação centradas em soluções computacionais, e a outra, centrada no homem, envolvendo as filosofias e técnicas administrativas japonesas, denominadas pelo MIT como "Lean Production" (WONACK et alii, 1992).

A integração ocorre através de processos. Basicamente, um processo é, de forma geral, uma série de fenômenos com nexos de causa e efeito. O ponto focal desse conceito de integração é a ênfase no processo de negócio, pois representa um fenômeno que ocorre na empresa. O processo contém um conjunto de atividades formando uma unidade coesa, direcionado a um tipo de cliente e relacionado a fornecedores bem definidos. Um processo deve ser focalizado para um tipo de negócio, pois é comum encontrar diversos negócios diferentes compartilhando os mesmos elementos estruturais e recursos das empresas. O processo é algo natural, mas muitas vezes é mascarado por disfunções estruturais de empresas que ainda trabalham com organização burocrática funcional. A realização de atividades que não agregam valor ao produto, também dificultam a identificação do processo.

A ênfase atual de se definir os processos das empresas advém da febre da Reengenharia (MOREIRA, 1994). Muitos empresários, na busca de menores custos, determinaram o corte de pessoal e da estrutura, sem um estudo inicial de seus processos. Eles também chamaram esse procedimento de Reengenharia, tomando esse termo uma ameaça para as pessoas da organização. Entretanto, Reengenharia é algo mais abrangente, que se inicia na identificação e otimização dos processos e passa pela reestruturação organizacional. Mas é na revolução da maneira como a empresa trabalha que está a sua maior contribuição. Nesse contexto, a preocupação com a "nova pessoa" da empresa é uma condição essencial.

5. Ambiente Integrado

Primeiramente apresenta-se a concepção geral do ambiente. Depois discute-se Workgroup Computing para se estabelecer parâmetros à concepção do ambiente integrado. Por fim, discute-se sistemas Workflow, suas funções e os requisitos necessários à sua aplicação em ambientes integrados de engenharia.

5.1. Concepção geral do ambiente

O princípio básico deste ambiente é a distribuição de informações e documentos através da empresa utilizando-se sistemas Workflow combinados com outras ferramentas de Workgroup Computing. Os fluxos de trabalhos são baseados nos processos de engenharia da empresa.

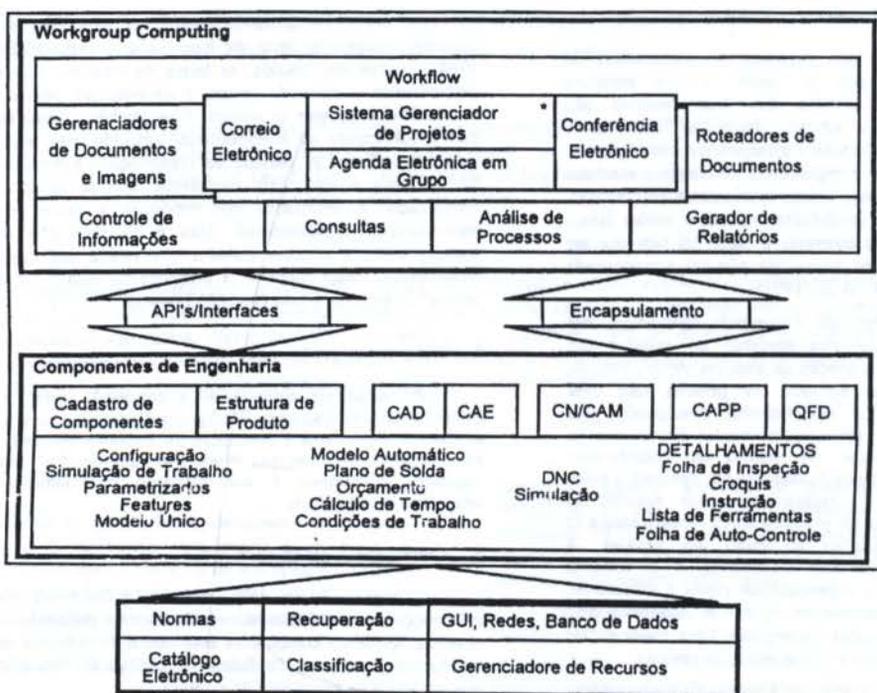
Um sistema Gerenciador de Projetos é usado para definir as atividades a serem realizadas. As informações geradas em cada atividade são coletadas e armazenadas pelo sistema Workflow, e encaminhadas, pelo mesmo, para as próximas pessoas de acordo com o fluxo de trabalho. Cada informação, tratada internamente como objeto do ambiente, está relacionada a soluções computacionais que a manipula, de forma semelhante ao que acontece com o paradigma da orientação a objetos.

Dessa forma, a solução deve ser flexível o bastante para permitir a utilização de ferramentas computacionais disponíveis no mercado. O ambiente integrado para Engenharia Simultânea incorpora vários sistemas computacionais, conforme mostra a figura 1.

Espera-se que os nomes das soluções mostradas na figura 1 sejam de conhecimento do leitor, pois uma descrição mais detalhada fugiria do escopo deste trabalho.

À partir da modelagem dos processos de engenharia, são determinados os fluxos de trabalhos e as pessoas, ferramentas, e informações associadas a cada tarefa do fluxo. Cada pessoa, dentro do fluxo, tem acesso às ferramentas e informações relacionadas a suas atividades. Durante o fluxo de trabalho normal, essa pessoa recebe a tarefa a ser cumprida e as informações necessárias através do sistema Workflow. Caso a informação criada ou manipulada por essa tarefa possua uma solução computacional encapsulada, ela rodará automaticamente ao se "clicar" sobre a informação, segundo o princípio adotado. Caso contrário, o usuário deverá acionar a solução computacional correta para sua tarefa, selecionando-a a partir de seu ambiente de trabalho.

Após a manipulação da informação, a pessoa deve liberá-la para outras atividades, servindo-se do apoio do sistema Workflow para guardá-la e enviá-la às outras pessoas. No caso de tratamento de exceções, o usuário poderá criar um fluxo de trabalho específico para aquele momento ou mesmo disparar algum evento para os colegas de trabalho, via sistema Workflow ou correio eletrônico.



* Componente de Engenharia, foi colocado com Workgroup Computing para manter a lógica

Figura 1: Visão geral do ambiente integrado para engenharia.

A princípio, mantém-se postos de trabalho fixos para cada usuário (um micro para cada pessoa), mas pode-se criar um postos de trabalho para vários usuários ou o mesmo pode, de qualquer ponto da empresa, entrar em seu ambiente de trabalho utilizando outra máquina

5.2. Workgroup Computing para a Engenharia Simultânea

Workgroup Computing pode ser definido como o trabalho cooperativo entre pessoas participantes de um mesmo processo de negócio auxiliadas por ferramentas computacionais. Uma boa utilização desta tecnologia acontece somente em organizações que já estão trabalhando por processos. Normalmente, isso acontece após um trabalho de Reengenharia.

No processo "Desenvolvimento de Produtos" as pessoas geram informações na forma de documentos ou views de base de dados contendo idéias, desenhos, planilhas, listas, especificações, planos, cronogramas, etc.. Um grande volume de papel é gerado e seu gerenciamento e rastreabilidade são complexos. Além disso, as pessoas, envolvidas nesse processo, comunicam-se entre si para discutir, analisar, apresentar, aprovar, etc. as informações criadas. Isso normalmente é feito em reuniões, muitas vezes improdutivas, onde as informações são compartilhadas, tornando complexo o seu gerenciamento.

Utilizando-se ferramentas de Workgroup Computing, várias das tarefas acima mencionadas podem tornar-se mais eficientes. É importante ressaltar aqui o conceito de apoio e não substituição das atividades das pessoas. Pode-se classificar as soluções de Workgroup Computing em:

- Correio eletrônico;
- Conferência eletrônica;
- Compartilhamento de informações;
- Gerenciamento de documentos;
- Agenda eletrônicas em grupo;
- Suporte à decisão em grupo;
- Gerenciamento de fluxo de trabalho (Workflow).

Dessas soluções, as de maior impacto para a Engenharia Simultânea são as de Workflow.

5.3. Workflow para a Engenharia Simultânea

As definições de sistemas de Workflow contemplam dois tipos básicos de soluções complementares. Um tipo serve para definir e analisar os processos de negócio da empresa, apoiando, por exemplo, as atividades de Reengenharia. O segundo tipo é utilizado para gerenciar/automatizar o fluxo de trabalho definido pelo processo. Com ele pode-se distribuir de forma sistemática e automática as informações geradas durante o processo. Pode-se ainda rastrear a distribuição dessas informações, contabilizando-se as atividades e informando os prazos e os limites de suas realizações.

As tarefas, dentro de um fluxo de trabalho, são iniciadas a partir da ocorrência de eventos (recepção de um fax, telefonema, carta, ordem, documento, etc.). Em ambientes administrativos, onde as ferramentas de Workflow são mais populares, a ocorrência de um evento qualquer é suficiente para iniciar uma tarefa. Em ambientes de engenharia existe normalmente um planejamento de atividades mais completo, com datas limite definidas para que se atinjam os prazos necessários ao desenvolvimento do

produto, sendo assim, a ocorrência de um ou mais eventos não é suficiente. Nesse caso, os documentos gerados, compartilhados e transmitidos durante um processo, são também gerenciados pelo sistema Workflow, mas estão associados às atividades de desenvolvimento que, normalmente, são gerenciadas por um sistema Gerenciador de Projetos. É importante que se garanta aqui a integração de uma ferramenta deste tipo com um sistema de Workflow.

Para que um sistema Workflow seja considerado como tal ele deve possuir, pelo menos, as seguintes características básicas:

- Ferramentas (gráficas) para elaboração de fluxos de trabalho;
- Ferramentas para auxílio à análise dos processos;
- Tratamento de informações, processos e os fluxos como objetos;
- Interfaces ou API's (Application Program Interface) com outras aplicações para obtenção/apresentação das informações/documentos gerados;
- Ferramentas para acompanhamento da execução dos fluxos ou processos;
- Ferramentas para avaliação dos processos e de suas atividades para posterior análise de tempos;
- Ferramentas de consulta a informações/documentos, permitindo a localização atual dos mesmos;
- Interação com correios eletrônicos para envio de informações e indicativo de início de tarefas às pessoas, ou desktop próprio para realização da mesma tarefa.
- Permitir a interferência do usuário na execução do fluxo, podendo ele escolher um fluxo alternativo ou criar um novo.

Para a aplicação de um sistema Workflow em um ambiente de Engenharia Simultânea, o mesmo deve possuir todas essas características e, se possível, interagir com um Gerenciador de Projetos para avisar ao responsável por uma tarefa seu início, de acordo com um planejamento, ou avisá-lo que uma tarefa atrasará por falta do término de outras.

6. Aplicação prática

Este trabalho apresenta as primeiras experiências com a aplicação de sistemas Workflow em ambientes de Engenharia Simultânea, conforme os conceitos apresentados. Essas experiências foram executadas na FIM - Fábrica Integrada Modelo, do Projeto CIM - USP São Carlos. A FIM cobre todas as fases da fabricação de um item semi-padroneado e é onde são testadas e apresentadas novas soluções computacionais para a integração da manufatura (ROZENFELD & VEGA, 1995).

A FIM é uma solução virtual adotada pelo Projeto CIM. Ela está instalada no laboratório de CIM, utilizando uma rede de computadores, padrão IBM PC/AT, com arquitetura cliente servidor (servidores Intel e RISC), e sistemas comerciais e protótipos.

Um sistema Workflow foi usado para gerenciar o fluxo de trabalho elaborado para o processo "Desenvolvimento de Produtos" da FIM, e um sistema Gerenciador de Projetos foi usado para o planejamento e controle das atividades de engenharia embutidas no mesmo processo. A montagem deste cenário produtivo da FIM permitiu a realização dos primeiros testes com uma solução de Engenharia Simultânea no Projeto CIM.

8. Conclusões

Não adianta aplicar sistemas Workflow em ambientes de Engenharia Simultânea, sem que estes estejam bem

caracterizados dentro dos processos de negócio para "Desenvolvimento/Alteração de Produto" nas empresas. Com esse enfoque no processo, deve-se realizar a Reengenharia da empresa, para se obter a condição ideal à implantação da Engenharia Simultânea. Nesse contexto, a maior ênfase deve ser colocada nas pessoas e na organização, após a definição dos processos.

Somente depois é que se deve implantar as soluções computacionais. No entanto, durante a definição dos processos, deve-se considerar o potencial da tecnologia de informação. Nesse ponto ressalta-se que o ambiente proposto extrapola as soluções computacionais individuais. É então esse ambiente que deve ser considerado na definição das atividades dos processos.

A aplicação de sistemas Workflow vem para facilitar o trabalho do usuário, poupando-o das tarefas adicionais que os sistemas computacionais trouxeram para o âmbito da engenharia, tais como: descobrir onde estão as informações necessárias; decidir onde armazenar os resultados obtidos; como distribuí-los sem realizar um controle de cópias, etc. Assim, o usuário pode concentrar-se somente naquelas tarefas que adicionam valor ao produto.

O resultado principal deste trabalho é um primeiro modelo de um ambiente de Engenharia Simultânea utilizando um sistema Workflow para o gerenciamento das tarefas e informações. A visão por processos na FIM forneceu o elo de ligação entre todas as pessoas, facilitando o trabalho de integração.

O ambiente proposto é projetado para conviver com sistemas que ainda não estão na condição descrita, pois esta é a realidade da maior parte das soluções disponíveis comercialmente. Em um futuro próximo, pretende-se explicar esse ambiente em um ambiente real de manufatura.

9. Bibliografia

- CASA/SME Technical Forum, Process Reengineering and the New Manufacturing Enterprise Wheel: 15 Processes for Competitive Advantage; Michigan, USA, 1994.
- MILLS, R.; BECKERT B.; CARRABINE, L. The Future of Product Development, Computer Aided Engineering, p.38-43, Outubro, 1991.
- MOREIRA, D.A.; Reengenharia: dinâmica para a mudança, Livraria Pioneira Editora, São Paulo, SP, 1994.
- ROZENFELD, H.; TAKAHASHI, S.; TIBERTI, A. J. Integrated Management System for Engineering Supported by a Metadata Base, Gramado, Brasil, 1994.
- ROZENFELD, H.; VEGA, H. de A.; Aspects of the Work of a Numerical Control Programming System Prototype in an Integrated Manufacturing Environment, a ser publicado nos Anais do PACAM IV, Buenos Aires, Argentina, 1995.
- SAVAGE, C. M. Fifth Generating Management: Integrating Enterprise through Human Networking, Digital Press, 1991.
- WONACK, J.P.; JONES, D.T.; ROSS, D. A máquina que mudou o mundo, Editora Campos, Rio de Janeiro, 1992.

Abstract

Concurrent Engineering has been a well known concept for a long time. Most companies have got CAE/CAD/CAM systems and have put their employees working together, but have not achieved the expected results. In this paper, a way to attain results largely used for Concurrent Engineering is presented, by using heterogeneous solutions like those used in engineering, supported by Workgroup Computing concepts and Workflow Systems.

DESENVOLVIMENTO DE UMA FERRAMENTA COMPUTACIONAL PARA MODELAGEM DE EMPRESAS

Henrique Rozenfeld, Dr-Ing - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade de São Paulo - São Carlos - Brasil
Adriana F.S. Aguiar, Roberto A. Suga e Reinaldo Furuuti - Dep. de Eng. Mecânica
Universidade de São Paulo - São Carlos - Brasil

RESUMO

A modelagem de empresas é uma ferramenta que possibilita a visualização do funcionamento global da empresa, através de um modelo que é um padrão de referência. Este trabalho descreve o desenvolvimento de uma Ferramenta de Modelagem Assistida por Computador (FEMAC - versão 1.4), que auxilia a realização de várias atividades da Metodologia de Integração de Manufatura (MIM), desenvolvida no Projeto CIM da USP de São Carlos.

INTRODUÇÃO

Na implantação de qualquer metodologia de integração, a obtenção da visão global da empresa é muito importante para que se realizem ações ou projetos parciais de forma coordenada, evitando-se a formação de *ilhas de integração*. Além disso, esta visão global suporta a análise do reflexo que estas ações ou projetos parciais causam nas demais áreas da empresa (Bremer, 1995).

A Metodologia de Integração da Manufatura (MIM), desenvolvida no Projeto CIM da USP de São Carlos, parte do princípio que o ponto básico para a realização de qualquer ação em busca de aumento de competitividade é o conhecimento de como a empresa trabalha ou pretende trabalhar (Aguiar et al, 1994).

Este conhecimento é proporcionado pelo **modelo de empresa**, que busca basicamente representar diferentes visões da situação atual ou desejada de uma empresa, de forma estruturada, hierárquica e modular (Takahashi, 1991).

A MIM utiliza o modelo de empresa do projeto CIM, cuja composição se dá através de cinco modelos de menor nível: **modelo de negócios**, **modelo organizacional**, **modelo de operação**, **modelo de recursos** e **modelo de dados** (figura 1).

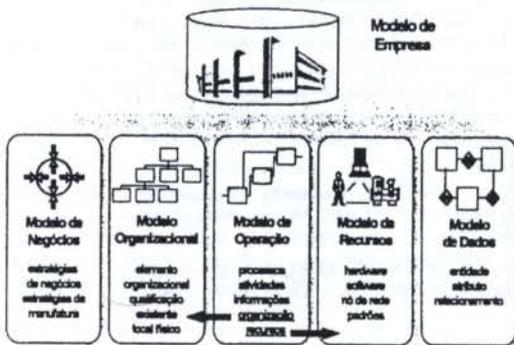


Figura 1 - Modelo de Empresa do Projeto CIM
Fonte: Rozenfeld & Rentes, 1994.

Dando-se maior ênfase ao **modelo de operação**, pode-se dizer que ele é responsável pela representação de como a empresa funciona em termos operacionais. Seus

principais objetivos são:

- a criação de "cenários" conceituais para planejamento de integração da manufatura;
- possibilitar simulações e análises dos cenários criados;
- garantir a coerência e consistência de representação dos dados da empresa ao longo de eventuais mudanças na sua forma de operação.

Na MIM o **modelo de operação** assume um papel muito importante, pois mapeia e relaciona elementos de manufatura imprescindíveis para a realização de diversas fases. Destes elementos pode-se destacar: os processos da empresa, suas atividades, informações de entrada e saída de cada atividade, o elemento organizacional responsável por cada atividade, os recursos necessários para que as atividades sejam executadas.

O objetivo deste trabalho é apresentar o desenvolvimento de uma *Ferramenta de Modelagem Assistida por Computador (FEMAC)*, que dá suporte computacional ao **modelo de operação**, além de criar relacionamentos deste modelo com alguns elementos que compõem o **modelo organizacional** e o **modelo de recursos**.

HISTÓRICO DO DESENVOLVIMENTO DA FEMAC

O desenvolvimento da FEMAC foi iniciado em janeiro de 1993, com a implementação de um primeiro protótipo desta ferramenta (*FEMAC 1.0*).

Esta implementação foi precedida pela modelagem das bases de dados a partir de um MER - Modelo Entidade Relacionamento (Chen, 1990). Isto possibilitou a concepção das bases de dados responsáveis pela representação dos atributos e relacionamentos dos componentes básicos do **modelo de empresa**.

Na *FEMAC 1.0*, enfatizou-se principalmente o ajuste das bases de dados aos conceitos de modelagem, portanto, as interfaces com o usuário se limitaram a entrada dos dados nestas bases. Na *versão 1.1*, foram corrigidos erros de inconsistência nas bases de dados e preocupou-se com melhorias na interface com o usuário.

Na *versão 1.2* foram incorporadas à ferramenta, bases de dados responsáveis pela representação dos atributos e relacionamentos dos elementos da *Série de Normas ISO 9000* e suas definições. Deste modo sua utilização também passou a auxiliar a estruturação de sistemas de Garantia da Qualidade. Nesta fase foram realizados testes modelando-se a *Fábrica Integrada Modelo (FIM)* do Projeto CIM da USP de São Carlos.

Na versão 1.3 foram identificados e criados os relatórios que a ferramenta deveria gerar após a modelagem realizada. Neste sentido, foi estabelecido o conteúdo destes relatórios e seu layout, a fim de se gerar uma documentação simples e clara ao usuário. Além disto, foi incorporada à ferramenta a característica de que cada modelo gerado tivesse sua senha específica de acesso, garantindo-se a proteção e a confidencialidade dos dados cadastrados.

Atualmente a FEMAC encontra-se na versão 1.4, apresentando as seguintes características:

- automatização da tarefa de modelagem, propiciando a visualização e formalização dos elementos cadastrados;
- facilidade no cadastramento dos processos da empresa e seus detalhes (atividades), que acontece de forma estruturada e hierárquica;
- facilidade no cadastramento das informações de entrada e saída dos processos e suas atividades;
- facilidade no cadastramento dos elementos organizacionais responsáveis pelos processos e/ou atividades;
- facilidade no cadastramento dos recursos necessários para a realização dos processos e atividades;
- possibilidade e facilidade de relacionamento dos processos e suas atividades, com as informações, elementos organizacionais e recursos cadastrados;
- documentação dos elementos que compõem o modelo a partir de relatórios individuais, tais como, relatório dos processos e suas atividades, relatório das informações, relatório dos elementos organizacionais e relatório dos recursos;
- possibilidade de exportação da lista destes elementos do modelo para o "formato texto", possibilitando a sua utilização em outros softwares, como por exemplo, editores de texto;
- documentação completa da modelagem realizada a partir de um relatório geral, onde são apresentados todos os elementos cadastrados e seus relacionamentos;
- facilidade de utilização para o usuário, por apresentar características de um software desenvolvido para ambiente Windows, com estrutura modular, interface amigável (menus, ícones etc), além de verificação de consistência, que evita, por exemplo, o cadastramento de dois processos diferentes com o mesmo código hierárquico.

Pode-se observar, que a FEMAC facilita em muito a tarefa de modelagem da empresa. Mesmo assim, ela apresenta algumas limitações, podendo-se destacar a falta de um módulo responsável pela representação gráfica do modelo gerado.

Devido esta limitação à representação gráfica do Modelo de Empresa é feita no software ABC FlowCharter (versão 2.0), adotando-se a técnica de representação utilizada pelo Projeto CIM que é um SADT (Structured Analysis and Design Technique) modificado, como mostra a figura 2 (Klittich, 1990; Rozenfeld et al, 1992).



Figura 2 - Estrutura do SADT modificado

Na figura 3 apresenta-se um exemplo genérico da representação do modelo de empresa, onde podem ser visualizadas as atividades de um determinado processo da empresa, juntamente com suas informações de entrada e saída, elementos organizacionais responsáveis e recursos

necessários.

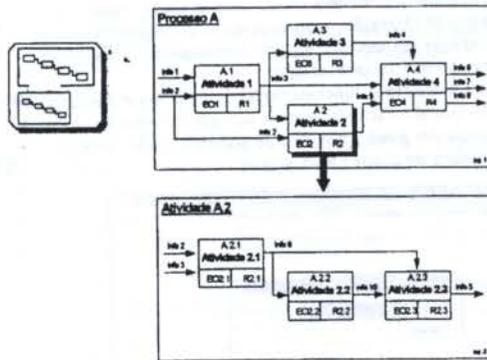


Figura 3 - Exemplo de Representação do Modelo de Empresa

PRINCIPAIS CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

A FEMAC foi desenvolvida a partir de módulos que executam funções específicas, a fim de se criar um ambiente de modelagem flexível e interativo.

Sua interface com o usuário é amigável, pois foi criado um sistema que realiza checagem automática de inconsistências e automatiza várias tarefas para o usuário de maneira transparente. Deste modo, evita-se que o usuário relacione atividades, informações, recursos e elementos organizacionais não cadastrados, ou mesmo os digite com mesmo código hierárquico. Com isso, há um ganho de tempo considerável, uma vez que elimina-se na medida do possível, as opções inviáveis ou inconsistentes.

A plataforma mínima necessária para a execução da FEMAC é: um computador com no mínimo um processador 386 SX, monitor SVGA, mouse, 6 MB RAM, 8 MB de espaço disponível em "winchester", MS-DOS 3.1 e Microsoft Windows 3.0 rodando no modo 386 enhanced.

Para codificação das telas da FEMAC, foi utilizado o software FoxPro for Windows (versão 2.5), devido a presença das seguintes características técnicas:

- Facilidade no confeccionamento de sistemas para o ambiente Windows;
- Utilização de uma linguagem poderosa e estruturada;
- Possibilidade de criação e acesso a uma estrutura de base de dados;
- Disponibilidade de um *Distribution Kit*, para criação de programas executáveis para distribuição e comercialização;

As características técnicas apresentadas anteriormente possibilitam uma noção geral do projeto da FEMAC, porém um maior detalhamento deste assunto não faz parte do escopo do presente trabalho.

DESCRIÇÃO DAS FUNÇÕES DA FEMAC

A principal função da FEMAC é propiciar o mapeamento, o relacionamento e a documentação dos processos da empresa, suas atividades (detalhamentos), informações de entrada e saída, elementos organizacionais responsáveis e recursos necessários para sua execução.

Além disto, permite o relacionamento e a documentação dos processos identificados, com os requisitos da norma ISO 9000 e suas definições, auxiliando os projetos de sistemas de Garantia da Qualidade na empresa em questão.

Todas as funções da FEMAC são representadas pelas opções existentes na barra de menus de suas telas, tais como:

- Modelo;
- Modelagem;
- Sistema de Qualidade;
- Relatórios.

Na opção **Modelo** iniciam-se os trabalhos na FEMAC, podendo-se recuperar um modelo criado anteriormente, criar um novo Modelo de Operação, fazer uma cópia de segurança do modelo e apagar um modelo, a partir dos seguintes itens de menu: *Abrir, Novo, Copiar e Apagar*.

A figura 4 mostra o funcionamento do item *Abrir* da opção *Modelo*. Quando é ativado aparece automaticamente na tela da ferramenta um quadro que lista os nomes de todos os modelos que podem ser abertos pelo usuário.

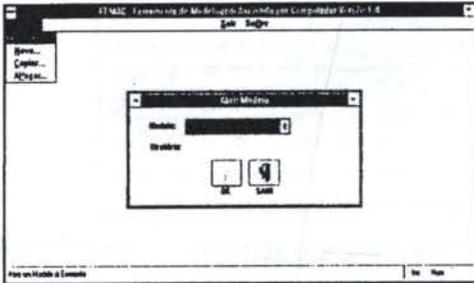


Figura 4 - Tela do item "Abrir" da Opção "Modelo"

Após a abertura do modelo de operação, o usuário tem acesso a opção **Modelagem**, que é responsável pelo cadastramento dos seus principais elementos e interrelacionamentos. Deste modo, com esta opção pode-se visualizar o modelo de operação (item: *visualizar modelo*), ou ainda cadastrar, alterar e deletar os elementos deste modelo (item: *editar modelo*).

Vale ressaltar que o comando *editar modelo*, só é ativado após a entrada da senha correta do modelo, que foi escolhida anteriormente pelos usuários (figura 5). Com isto, evita-se que os elementos cadastrados em um determinado modelo sejam danificados ou alterados por usuários não autorizados.

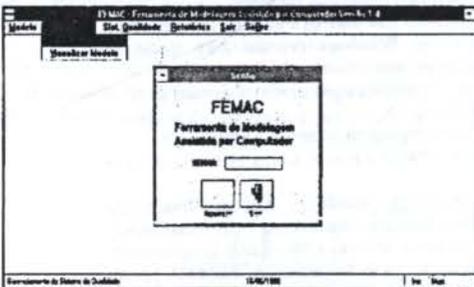


Figura 5 - Tela 2: Início da Opção "Modelagem"

Após a validação da senha digitada, tem-se acesso a uma nova tela da ferramenta, que possibilita aos usuários a realização da modelagem (figura 6). Os comandos existentes na barra de menus desta nova tela relacionados com a geração do modelo são:

- **Elemento Organizacional:** permite o cadastramento e a alteração de pessoas e/ou grupos de trabalho que são responsáveis por determinados processos e atividades do modelo;
- **Atividade:** permite o cadastramento e a alteração dos processos do Modelo de Operação e suas atividades de forma hierárquica. A FEMAC possibilita um grau de detalhamento de nível 5, porém nem sempre é necessário realizar a modelagem até este nível. Este comando permite também, o relacionamento dos processos e atividades com os outros elementos do modelo: informações, elementos

organizacionais e recursos;

- **Informação:** permite o cadastramento e a alteração das informações que entram e saem dos processos e atividades, estabelecendo o fluxo de informação da empresa;
- **Recurso:** permite o cadastramento e a alteração dos recursos que são necessários para a operacionalização dos processos e atividades do modelo de operação.



Figura 6 - Tela 3: Comandos da Opção "Modelagem"

Os outros comandos que aparecem na tela 3 da FEMAC (figura 6), *Definição*, *Registros* e *Requisitos ISO 9000*, estão relacionados com a implantação de projetos de sistemas de Garantia da Qualidade, portanto não serão detalhados no presente trabalho.

Outra função que a FEMAC realiza é efetuada pela opção **Sistema de Qualidade** (figura 7). O objetivo desta opção é aproveitar a modelagem de empresa para a estruturação de sistemas de Garantia da Qualidade. Esta função não será detalhada neste trabalho, pois não faz parte de seu escopo e será apresentada em outra publicação.

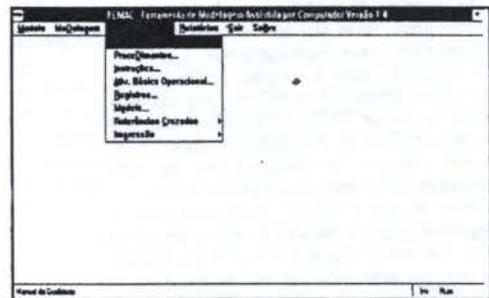


Figura 7 - Tela 4: Opção "Sistema de Qualidade"

Por fim tem-se a opção **Relatórios**, onde são gerados os documentos resultantes da modelagem realizada (figura 8). A partir desta opção pode-se visualizar e/ou imprimir os seguintes relatórios:

- **Modelo Completo:** relatório onde são apresentados todos os elementos que compõem o modelo gerado pela FEMAC, juntamente com os seus relacionamentos. Além disto, no caso das atividades que não tem mais detalhamento, apresenta-se uma lista de sub-atividades. Este relatório é o resultado final da modelagem que foi realizada;
- **Elementos Organizacionais:** relatório onde são listados todos os elementos organizacionais responsáveis pelos processos e atividades do modelo, apresentando-se seu código hierárquico, nome e observações;
- **Hierarquia de Atividades:** relatório onde são listados todos os processos e atividades do modelo, de forma estruturada e hierárquica. Os processos e as atividades são apresentados a partir de seu código hierárquico e nome;
- **Informações:** relatório onde são listadas todas as informações de entrada e saída dos processos e atividades,

- a partir de seu código hierárquico, nome e observações;
- **Recursos:** relatório onde são listados todos os recursos necessários para o funcionamento dos processos e atividades do modelo. A apresentação destes recursos também se dá a partir de seu código hierárquico, nome e observações.

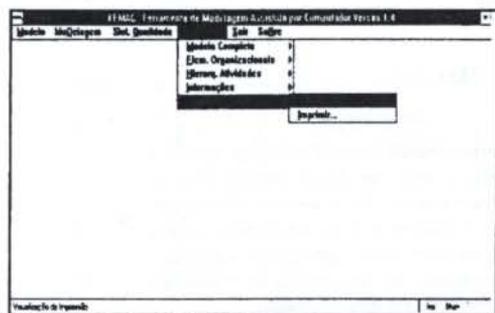


Figura 8 - Tela 5: Opção "Relatórios"

Na figura 9, a seguir, são apresentados os layouts dos relatórios da FEMAC, que foram descritos anteriormente.



Figura 9 - Layout dos Relatório gerados pela FEMAC

Nesta seção do trabalho foram apresentados os conceitos e funcionalidades mais relevantes da FEMAC. Um maior detalhamento deste assunto pode ser encontrado no **Manual do Usuário da FEMAC** (Aguiar et al, 1995).

CONCLUSÕES

Com o desenvolvimento da FEMAC, pretendeu-se suprir a ausência de uma ferramenta deste estilo no mercado nacional. Sua primeira aplicação foi feita na Fábrica Integrada Modelo (FIM) do Projeto CIM, modelando-se seus cenários de integração.

Posteriormente, realizaram-se aplicações em algumas empresas, com o intuito de testar seu desempenho e funcionalidade para casos práticos de modelagem. Estas aplicações contribuíram para a identificação de modificações necessárias, o que possibilitou a ampliação de sua potencialidade.

No entanto, a FEMAC ainda apresenta limitações, onde a principal é a falta de um módulo responsável pela representação gráfica do modelo gerado. Futuramente, pretende-se resolver esta limitação e realizar as seguintes atividades:

- desenvolvimento de um *help on-line* nos moldes do ambiente Windows com hipertexto, hipergráficos, etc;

- portabilidade da ferramenta para uma rede de computadores, através da utilização de uma base de dados multiusuário;
- aplicação prática e teste do módulo relacionado com a estruturação de sistemas de Garantia da Qualidade.

REFERÊNCIAS

- Aguiar, A.F.S, Furuuti, R. e Nishimura, R.; "FEMAC - Manual do Usuário", *Manual*, São Carlos, SP, Brasil, 1995.
- Aguiar et al; "Integração da Manufatura: o caminho para a modernização", *Máquinas e Metais*, n.344, pp.98-113, 1994.
- Bremer, C. F.; "Proposta de uma Metodologia para o Planejamento e Implantação da Manufatura Integrada por Computador", Tese de Doutorado, EESC-USP, São Carlos, SP, Brasil, 1995.
- Chen, P.P., "Gerenciamento de Banco de Dados - A Abordagem Entidade Relacionamento para Projeto Lógico", McGraw-Hill, São Paulo, 1990.
- Klittich, M.; "CIM-OSA Part 3: CIM-OSA Integrating Infrastructure- The Operational Basis for Integrated Manufacturing Systems", *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*, 13(3): 168-189, 1990.
- Rozenfeld, H. e Rentes, A. F.; "Enterprise Operation Model: A tool for the management of manufacture changing process", *The International Federation for Information Processing (IFIP)*; Março, 1994.
- Rozenfeld, H. et al; "O Modelamento de Empresas é um passo para se chegar ao CIM", *Máquinas e Metais*, n.326, pp.63-68, 1993.
- Takahashi, S.; "Desenvolvimento de um Sistema de Gerenciamento para Manufatura Integrada por Computador (CIM)" - Dissertação de Mestrado, EESC-USP, São Carlos, SP, Brasil, 1991.

ABSTRACT

Enterprise modelling is a technique which enables the visualization of the global working process of an enterprise, using a standard reference model. This paper describes the development of a Computer Assisted Modelling Tool (FEMAC - version 1.4) which helps many activities to be performed within the Manufacture Integration Methodology (MIM), developed in Project CIM, at USP-São Carlos.

DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE AGVs EM UM FMS ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO

Edilson Reis Rodrigues Kato

Orides Morandin Júnior

Arthur José Vieira Porto

Dep. de Engenharia Mecânica - USP - São Carlos

RESUMO

Apresenta-se neste trabalho uma proposta para o dimensionamento de um Sistema de Veículos Auto-Guiados (AGVS - "Automated Guided Vehicle System") para o ambiente de um Sistema Flexível de Manufatura (FMS) utilizando a simulação como uma ferramenta de auxílio à tomada de decisão. Um "software" de simulação comercial é usado para modelar o sistema e gerar os dados a serem analisados. Uma fábrica virtual é proposta, onde todos os equipamentos e suas características típicas e situações particulares são especificadas. A partir do sistema modelado, várias corridas de simulação são realizadas, os resultados são comparados e o Sistema de AGVs pode ser dimensionado.

INTRODUÇÃO

Os Sistemas Flexíveis de Manufatura, conhecidos pela sigla FMS (Flexible Manufacturing Systems) têm, de modo geral, as funções de automatizar, integrar e assistir às operações de transporte, processamento e controle de qualidade realizadas durante o processo de produção em um ambiente de manufatura integrada por computador (CIM - Computer Integrated Manufacturing), permitindo que seus componentes trabalhem de forma coordenada.

Neste ambiente de FMS é necessário estabelecer-se um arranjo lógico e físico dos elementos que o compõe de forma a otimizar os recursos a serem empregados bem como maximizar o desempenho da fabricação. Um desses recursos, o Sistema de Veículos Auto-Guiados (AGVS - Automated Guided Vehicle System), é responsável pelo transporte de material.

Os principais problemas encontrados na implementação do Sistema de Veículos Auto-Guiados estão relacionados com a definição do "layout" de trajetórias, da quantidade de Veículos Auto-Guiados (AGV), da velocidade de tráfego, bem como da escolha do tipo de carga (simples, múltipla, etc.).

Uma maneira de se encontrar soluções para estes problemas é através do uso de ferramentas de simulação, pelas quais podem-se ensaiar vários cenários ou um cenário várias vezes, mudando-se as estratégias de despacho, obtendo-se assim dados de desempenho do sistema. Estes dados são comparados e utilizados para o apoio à tomada de decisão.

As decisões de operação em um FMS podem ser divididas em duas fases: planejamento e seqüenciamento (TANG et al. 1993). A fase de planejamento considera um pré-arranjo das peças e ferramentas antes do início do processo do FMS, e a fase do seqüenciamento trata do roteamento de peças, enquanto o sistema está operando.

Na fase de planejamento, o estabelecimento dos recursos necessários, tais como ferramentas, fixações, AGVs e etc., é de fundamental importância para que os índices de desempenho do sistema sejam atingidos.

Este trabalho enfocará o dimensionamento de um Sistema de AGVs, necessitando para isso informações de

entrada do tipo e quantidade de peças, especificações de rota da peça e planos de processo, para que a melhor escolha possa ser encontrada para o modelo do sistema em questão.

Um modelo genérico do sistema é então apresentado, e as corridas de simulação são executadas em suas várias edições com as alterações das estratégias de despacho (tais como SPT, FCFS, EDD, etc.), e a saída do sistema é a escolha do Sistema de AGVs junto com a estratégia de despacho mais indicada, de acordo com um critério de desempenho determinado.

MODELAMENTO DO SISTEMA DE MANUFATURA

A simulação é uma técnica de resolução de problemas pela observação do comportamento em relação ao tempo, de um modelo dinâmico de um sistema. As técnicas de simulação de FMS utilizam um modelo do sistema e o manipula de forma a obter informações a respeito do seu comportamento, ou ainda, para ajudar na obtenção de regras de tomadas de decisão durante a fase do projeto.

Utilizam-se técnicas de simulação para validação de sistemas sem que se tenha necessidade da implementação real, evitando-se perda de tempo, dinheiro e riscos desnecessários.

Neste trabalho será adotado um exemplo de modelo de um FMS para que sejam utilizadas as técnicas de Simulação.

O cenário do FMS. O FMS pode ter várias estações de trabalho com máquinas de propósitos gerais e uma ou várias estações de carga e descarga. A figura 1 mostra um exemplo de FMS com seis células de trabalho, uma estação de carga e descarga e uma estação de manutenção de AGVs. Cada célula tem um "buffer" limitado de entrada/saída. As peças já entram montadas em "pallets", para manuseio pelos robôs.

AGVs são alocados para transportar as peças entre as células e a estação de carga e descarga. As peças são transferidas por um dos AGVs com uma velocidade fixa dada pelos limites de segurança e pela capacidade do AGV. Quando o AGV completa a transferência, ele permanece na

mesma estação, ou pode ainda ir para uma outra estação, dependendo da política de operação. Para evitar bloqueios, o número de peças que chegam é limitado a $(n-1)$ onde n é a capacidade da fila. Se a máquina está bloqueada, então uma das peças na fila é colocada imediatamente em um "buffer".

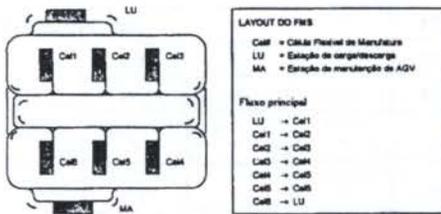


Figura 1 - Exemplo de um "Layout" das estações de trabalho de um FMS.

Para o mesmo período de produção, existem vários tipos de peças a serem selecionadas e cada peça tem diferentes tipos de processos e operações. Os diferentes tamanhos de "slot" dos tipos de ferramentas usados para processar uma operação sobre a peça já são pré-determinados. Existem vários possíveis tipos de operação para um lote no período de produção. Um exemplo de seqüência de operação de cada peça e os tempos de operação de cada tipo de peça para cada máquina alternativa são listados na tabela 1; eles são usados para o cálculo da expectativa de tempo de processamento e seleção da máquina alternativa para a operação.

Tabela 1 - Tempos de processamento nas células para o exemplo adotado.

Peça	Operação	Tempo de processamento (min/pc) sobre a célula alternativa número:						Seqüência de operação
		Cel 1	Cel 2	Cel 3	Cel 4	Cel 5	Cel 6	
1	A	14	10	15	20	16	20	C → C
	C	21	-	22	18	-	18	→ A
	E	15	17	11	13	16	13	→ E
2	A	8	11	9	12	13	12	D → B
	B	-	-	-	24	19	24	→ C
	C	20	-	16	19	-	19	→ A
3	D	13	11	-	-	12	-	
	A	12	10	13	9	8	9	A → C
	B	-	-	-	21	20	21	→ D
	C	24	-	19	22	-	22	→ B
	D	20	18	-	-	17	-	→ E
E	12	15	16	-	11	-		

Nesta tabela temos 4 tipos de peças diferentes (1, 2, e 3), podendo ter um máximo de 5 operações (A, B, C, D e E) a serem processadas em qualquer uma das 6 células existentes no sistema, desde que haja disponibilidade e condições de usinagem para uma determinada peça.

Para exemplificação tomemos o caso da peça de tipo 3. Esse tipo de peça tem no seu plano de processo, cinco operações a serem realizadas, ou seja, as operações A, B, C, D e E. Cada uma dessas operações podem ser realizadas em várias células, por exemplo: a operação B somente nas células 4, 5 ou 6, cujos tempos de processamento são 21, 18 e 21 minutos, respectivamente.

Ainda pode-se observar que após realizada a operação B, a próxima será a C, e a seguir a operação D.

Considera-se que, caso a próxima operação a ser executada possa ser efetuada na mesma célula, isso será obrigatório, pois não será necessário acionar o sistema de transporte. Portanto, neste caso, não haverá gastos de tempo no transporte e na manipulação da peça.

Pontos de decisão e regras associadas. Algumas estratégias de despacho podem ser utilizadas. A tabela 2 fornece algumas delas.

Tabela 2 - Estratégias de despacho

ESTRATÉGIA	DESCRIÇÃO
SPT	"Shortest Processing Time"
EDD	"Earliest Due Date"
MODD	"Modified Due Date"
FCFS	"First Come First Service"
SFTO	"Shortest Flow Time at Operations"
WINQ	"Work In the Next Queue"
CYC	"Cyclic Selection"
SDS	"Shortest Distance to Station"
PLC	"Ladder Logic Sequencing"

Quando uma peça entra no FMS para efetuar sua transformação, ela requisita o AGV para seu transporte e seleciona a primeira estação de todas as estações possíveis para seu processamento. Todas as peças transferidas para as filas de entradas das estações são selecionadas pelas máquinas para realizarem o seu processamento. Para os AGVs, existem dois tipos de decisões a serem tomadas. Uma delas é selecionar uma peça das filas de saída quando mais do que uma estão requisitando ao mesmo tempo um AGV. E a outra é selecionar a localização de espera quando não existe nenhuma solicitação de transferência para qualquer estação.

No modelo, os pontos de decisão acima são associados com as regras descritas na tabela 1. E para isso os dividimos em 4 pontos com suas possíveis regras associadas (figura 2).

1 - *Seleção de AGVs pelas peças.* Depois de ser liberada pela estação de carga e descarga ou qualquer outra estação, a peça selecionará um AGV para transferi-la para a próxima estação.

2 - *Seleção da Estação pela peça sobre os AGVs.* Quando uma peça está carregada sobre o AGV, ela se dirige a estação para seu próximo processamento de acordo com as alternativas disponíveis.

3 - *Seleção de peças pelos AGVs.* Este processo de seleção ocorre quando um AGV completa sua tarefa e mais do que uma peça requisita ser movida simultaneamente.

4 - *Seleção das estações pelos AGVs.* Se não existe peças requisitando os AGVs, os AGVs decidirão sua localização

"stand-by" onde irão esperar por uma requisição de transporte de peças.

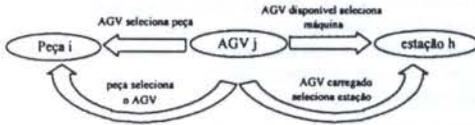


Figura 2 - Pontos de decisão das peças, AGVs e estações.

Estatísticas de quebra são inseridas no sistema. Se os recursos (Estações e AGVs) quebram durante a produção, o sistema decidirá como processar a transformação das peças pelo re-arranjo da seqüência de produção de acordo com os outros recursos disponíveis. Uma parada similar dos recursos irá ocorrer quando o "buffer" de saída não possuir espaço suficiente para armazenar as peças que chegam. O processamento das peças na máquina deve ser bloqueado até que as peças da fila de saída sejam transferidas. O AGV estará bloqueado se as peças carregadas e transferidas por ele não encontrar nenhum espaço disponível na fila de entrada da próxima estação.

ESPECIFICAÇÃO DO AGVS ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO

A simulação pode ser executada em um "software" de simulação comercial qualquer (por exemplo o ARENA, o qual incorpora a linguagem de simulação SIMAN e as características de animação do CINEMA), onde o sistema é modelado de acordo com suas características físicas e as corridas são baseadas nas estratégias de despacho.

O simulador opera o modelo do sistema por um determinado período. É a análise da operação do sistema é feita sobre a seleção da melhor quantidade e capacidade dos AGVs no sistema com base em um critério de desempenho especificado (a tabela 3 nos mostra alguns destes critérios de desempenho comumente utilizados).

Tabela 3 - Critérios de desempenho

CRITÉRIO DE DESEMPENHO	DESCRIÇÃO
\bar{F}	Tempo médio de fluxo
N_o	Número de peças completas
\bar{T}	Atraso médio
T_{RM}	Valor médio do atraso
N_T	Número de peças atrasadas

As corridas de simulação têm portanto, o objetivo de mostrar o número de AGVs e suas capacidades cruzando várias situações, ou seja, informa esses dados (quantidade e capacidade) para uma situação, por exemplo, de estratégia de despacho SPT considerando como critério de desempenho o Tempo Médio de Fluxo.

Em seguida, gera os dados considerando um segundo critério de desempenho, e assim por diante, de forma a constituir uma tabela de dados informando o tempo de fabricação segundo a quantidade e capacidade de AGVs para todas as combinações possíveis entre Estratégias de Despacho e Critérios de Desempenho, como ilustrado na tabela 4.

Tabela 4 - Dados das corridas de simulação (mostra apenas a lógica de formação dos dados, deixando de indicar todas as possíveis combinações entre as variáveis do modelo, por uma questão de simplificação).

Critério	Estratégia	Quantidade de AGVs	Capacidade de carga	Tempo de fabricação
\bar{F}	SPT	1	1	Tf1
\bar{F}	SPT	1	2	Tf2
\bar{F}	SPT	2	1	Tf3
\bar{F}	SPT	2	2	Tf4
*	*	*	*	*
*	*	*	*	*
\bar{F}	EDD	1	1	Tf5
\bar{F}	EDD	1	2	Tf6
\bar{F}	EDD	2	1	Tf7
\bar{F}	EDD	2	2	Tf8
*	*	*	*	*
*	*	*	*	*
*	*	*	*	*
No	SPT	1	1	Tn1
No	SPT	1	2	Tn2
No	SPT	2	1	Tn3
No	SPT	2	2	Tn4
*	*	*	*	*
*	*	*	*	*
*	*	*	*	*
No	EDD	1	1	Tn5
No	EDD	1	2	Tn6
No	EDD	2	1	Tn7
No	EDD	2	2	Tn8
*	*	*	*	*
*	*	*	*	*
*	*	*	*	*

Uma vez determinados os tempos totais de fabricação, verifica-se qual o menor deles e obtém-se qual a quantidade e capacidade dos AGVs, bem como a estratégia de despacho, de acordo com um critério de desempenho estabelecido.

CONCLUSÃO

Há várias formas de se determinar características de um sistema de transporte baseado em AGVs. Entre elas, uma forma usual emprega como ferramenta de cálculo algumas técnicas de simulação.

Realizando-se uma simulação de um determinado modelo de sistema, pode-se verificar seu desempenho ou eficiência. Variando-se esse modelo em torno de algumas características internas, como por exemplo, regras de despacho, quantidade de AGVs, etc., pode-se, com base nos dados obtidos, analisar seus resultados fazendo-se uma comparação quantitativa.

Assim, com base num determinado critério de desempenho objetivo, pode-se dimensionar adequadamente o sistema de transporte.

Um dos maiores problemas que incide sobre essa técnica é a necessidade de avaliação de um grande número de dados gerados; e uma saída pode ser encontrada no uso de um Sistema Especialista como ferramenta de auxílio à tomada de decisão.

REFERÊNCIAS

- Co, H. C., "Streamlining Material Flow in Flexible Manufacturing Systems: A Lesson in Simplicity", International Journal of Production Research, vol. 30, n.7,1992.
- Mahadevan, B. and Narendran, T. T., "Determination of Unit Load Sizes in an AGV-Based Material Handling System for an FMS", International Journal of Production Research, vol. 30, n.4,1992.
- Mahadevan, B. and Narendran, T. T., "Estimation of Number of AGVs for an FMS: an Analytical Model", International Journal of Production Research, vol. 31, n.7,1993.
- Maxwell, W. L. and Muckstadt, J. A., "Design of Automated Guided Vehicle Systems", IIE Transactions, volume 14, No.2, 1982
- Morandin Jr., Orides, "Projeto e Construção de um Veículo Auto-guiado para Sistemas Flexíveis de Manufatura", Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, dissertação de mestrado.
- Sabuncuoglu, I. and Hommertzhaim, D. L., "Dynamic Dispatching Algorithm for Scheduling Machines and Automated Guided Vehicles in a Flexible Manufacturing System", International Journal of Production Research, vol. 30, n.5, 1992.
- Sabuncuoglu, I. and Hommertzhaim, D. L., "Experimental Investigation of FMS Machine and AGV Scheduling Rules Against the Mean Flow-time Criterion", International Journal of Production Research, vol. 30, n.7,1992.
- Sinriech, D. and Tanchoco, M. A., "Solution Methods for the Mathematical Models of Single-loop AGV Systems", International Journal of Production Research, vol. 31, n.3,1993.
- Tang, L. L., Yih, Y. and Liu, C-Y., "A Study on Decision Rules of a Scheduling Model in an FMS", Computers in Industry, No 22, 1993.

SUMMARY

This work shows a purpose to Automated Guided Vehicles System requirements in a Flexible Manufacturing System. A simulation software is used to analyse the system and to aid the designer choose the AGVS characteristics.

EQUILIBRAGEM DE LINHAS DE MONTAGEM - UM CASO PRÁTICO

Cristóvão Silva - Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Coimbra - Portugal

Manuel A. Pina Marques - Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial da Universidade do Porto - Portugal

RESUMO

Neste trabalho mostra-se como duas heurísticas desenvolvidas para resolver o problema de equilibragem de linhas de montagem (heurística dos Pesos Posicionais e método COMSOAL) foram modificados de modo a poderem ser aplicados a um caso industrial. Faz-se ainda referência ao desenvolvimento de uma aplicação informática baseada nesses métodos. Finalmente, comparam-se os resultados obtidos após a implementação dessa aplicação informática com a situação anteriormente existente, mostrando-se a vantagem da sua utilização.

INTRODUÇÃO

O problema de equilibragem de linhas de montagem (PELM) surge sempre que se pretende afectar um determinado conjunto de operações, necessárias à obtenção de um dado produto, a vários postos de trabalho distribuídos ao longo de uma linha de produção. Essa afectação deve ser feita de tal modo que: (1) deve obedecer a um conjunto de relações de precedência; (2) a quantidade de tempo despendida por produto em qualquer posto de trabalho não pode ultrapassar o tempo de ciclo, tempo esse dependente da taxa de produção pretendida; (3) cada operação deve ser realizada num único posto de trabalho; (4) se optimize um determinado objectivo. Se o objectivo referido no ponto 4 consistir na minimização do número de postos de trabalho, para uma dada taxa de produção, considera-se que se está perante um PELM do tipo I. Nos PELM do tipo II o objectivo é maximizar a taxa de produção, dado um número fixo de postos de trabalho. Uma descrição detalhada de ambos os problemas pode ser encontrada em Baybars (1986).

Vários métodos foram desenvolvidos para resolver o PELM. Estes métodos podem ser divididos em dois grandes grupos: métodos de optimização e métodos heurísticos. Os métodos de optimização, que fornecem a solução óptima do problema em estudo, podem ser divididos em procedimentos baseados na teoria da programação inteira, podendo referir-se a título de exemplo os trabalhos de Bowman (1960), Patterson e Albracht (1975) e Talbot e Patterson (1984), e procedimentos baseados na teoria da programação dinâmica, onde se destacam os trabalhos de Held *et al* (1963) e de Kao e Queyranne (1982).

Os métodos heurísticos são procedimentos que fornecem uma solução satisfatória do problema, sem garantirem que esta é óptima. Estes podem ser baseados em regras de decisão muito simples, como os propostos por Hegelson e Birnie (1961) e Kilbridge e Wester (1961), ou podem assentar em princípios relativamente complexos como se verifica nos trabalhos de Arcus (1963) e Boctor (1995). Uma descrição destes e de outros métodos desenvolvidos para resolver o PELM pode ser encontrada em Baybars (1985) ou Silva (1995).

A maioria dos modelos acima referidos foram desenvolvidos para resolver o PELM na sua versão mais simples, ou seja, considerando que este está apenas sujeito às 3 restrições apresentadas na definição do problema. No entanto, na prática são muitas as linhas sujeitas a outras limitações. A título de exemplo refira-se, a existência de restrições que

impõem que um determinado conjunto de operações seja afectada a um posto de trabalho pré-estabelecido, existência de postos paralelos, existência de linhas de alimentação etc... É importante ter presente que, relativamente aos métodos de optimização, é muito mais fácil adaptar as heurísticas a estas e outras características particulares das linhas. Verifica-se, ainda, que o tempo de computação requerido para resolver o PELM, pelos métodos de optimização, aumenta exponencialmente com a dimensão do problema. Assim, para problemas que envolvem um grande número de operações, só os métodos heurísticos são utilizáveis para obter soluções. Finalmente, dada a sua simplicidade, estes métodos são muito mais fáceis de entender e implementar.

Apesar da existência de vários métodos e da simplicidade de implementação de alguns deles, verifica-se que a maioria das equilibragens de linhas de montagem são realizadas manualmente, utilizando apenas o bom senso e a experiência dos responsáveis pelas linhas. Este procedimento resulta em ineficiências no funcionamento do processo produtivo. A não utilização dos métodos existentes deve-se em grande parte ao seu desconhecimento e ao facto de muitas vezes não serem adequados às características das linhas que se encontram na indústria.

Neste trabalho descreve-se a adaptação de dois métodos heurísticos a uma linha existente numa empresa do ramo automóvel. Faz-se ainda referência a uma aplicação informática desenvolvida baseada nesses métodos. Finalmente comparam-se os resultados obtidos após a implementação dessa aplicação informática com os conseguidos antes da sua existência, mostrando-se a vantagem da sua utilização.

DESCRIÇÃO DO CASO

A linha de montagem considerada neste trabalho está integrada no processo produtivo de uma empresa do ramo automóvel. Nessa linha são realizadas 225 operações necessárias à montagem de um único produto. A linha é operada em dois turnos de 8 horas por dia, podendo atingir uma cadência máxima de 700 unidades por turno. Devido às características do mercado, existe uma variação muito frequente do número de unidades a fabricar por turno. A alteração da cadência de produção que, de um modo geral, ocorre semanalmente, implica a variação do tempo de ciclo que se deve impor aos postos de trabalho, sendo por isso, necessário proceder à reequilibragem da linha. Essa tarefa era realizada pelo método da tentativa e erro, verificando-se que o tempo necessário à obtenção de uma

solução satisfatória chegava a ser de 5 dias. Durante esse período, os índices de produtividade obtidos eram inferiores aos pretendidos. Assim, um dos objectivos dos responsáveis pela operação da linha era conseguir realizar a sua equilibragem no menor tempo possível.

Uma das características desta linha que impediu a implementação directa das heurísticas encontradas na literatura, foi a existência de dois tipos distintos de operações. Operações manuais, realizadas por operadores humanos, e operações automáticas, realizadas sem a intervenção dos operadores em postos de trabalho automatizados. Ao equilibrar a linha pretende-se criar postos de trabalho aos quais irão ser afectadas apenas as operações manuais, visto que as operações automáticas são realizadas em postos pré-determinados. No entanto, as operações automáticas deverão ser consideradas no procedimento de obtenção da solução, já que estas impõem relações de precedência que devem ser verificadas. A disposição dos postos automáticos na linha impede a passagem do operador entre o seu ponto de entrada e o seu ponto de saída. Assim o procedimento utilizado para obter a solução deverá garantir que as operações realizadas antes e após a passagem do produto pelos postos automáticos sejam afectadas a operadores distintos. As alterações realizadas nas heurísticas seleccionadas para que estas particularidades sejam consideradas encontram-se apresentadas no ponto seguinte.

A linha considerada pode ser dividida em 6 troços independentes. Com efeito, a linha de montagem estudada é composta por 6 sub-linhas ligadas por um mecanismo de transporte, cujo comprimento impossibilita a permutação de operações entre cada um dos troços. Assim, é possível estudar a linha considerando cada um dos 6 troços independente dos restantes. O número de operações a realizar em cada um dos troços encontra-se apresentado na tabela 1.

Tabela 1 - Dimensão dos troços considerados

Troço	Operações manuais	Operações automáticas
1	122	18
2	27	10
3	21	1
4	15	0
5	19	0
6	14	0

Refira-se finalmente que, ao contrário do que acontece nos 3 primeiros troços, as operações realizadas nos troços 4, 5 e 6, têm tempos de processamento muito pequenos quando comparados com o tempo de ciclo.

APLICAÇÃO INFORMÁTICA DESENVOLVIDA

Para alguns troços, em particular os troços 4, 5 e 6, onde são realizadas poucas operações, seria possível resolver o problema utilizando métodos de optimização. No entanto, optou-se pela utilização de heurísticas, por serem o único procedimento que possibilita a obtenção de soluções em tempo útil para os restantes troços. Assim foram seleccionadas duas heurísticas para resolver o problema considerado: Método dos Pesos Posicionais, por assentar em princípios simples, o que o torna facilmente compreensível por parte dos utilizadores; e método COMSOAL, por ser a heurística que de um modo geral fornece as melhores soluções Mastor (1970).

Como já foi referido, a existência de dois tipos distintos de operações impede a implementação directa das heurísticas seleccionadas. Foi necessário alterar as heurísticas de modo a se adaptarem ao caso em estudo. De seguida apresentam-se os vários passos que compõem o algoritmo COMSOAL, após a sua modificação.

1. Inicializa o contador de postos de trabalho $j = 0$.
2. Verifica o número de precedências de cada operação.
3. Constrói uma lista A contendo as operações sem precedências e com duração inferior ao tempo disponível no posto de trabalho.
4. Se a lista A tem uma ou mais operações segue para passo 5; Senão segue para passo 9.
5. Escolha aleatória de uma das operações de A e sua atribuição ao posto em consideração.
6. Actualização do tempo disponível no posto.
7. Actualiza as precedências das operações manuais.
8. Se já foram afectadas todas as operações o processo termina; Senão volta ao passo 2.
9. Se já foram afectadas todas as operações, terminar, senão actualiza as precedências das operações automáticas e passa ao passo 10.
10. Passa ao posto seguinte $j = j + 1$.
11. Volta ao passo 2.

Visto que a escolha das operações da lista A é aleatória, repete-se este algoritmo várias vezes retendo-se no final a melhor solução obtida.

Os passos acima apresentados são baseados no algoritmo proposto por Arcus (1966). No entanto adicionou-se o passo 9, e alterou-se o passo 7, de modo a garantir que as operações a realizar antes e após a passagem do produto pelos postos automáticos sejam afectadas a dois operadores distintos. O segundo método seleccionado, a heurística dos Pesos Posicionais, sofreu uma alteração semelhante de modo a ser adaptado ao caso em estudo.

Após se terem adaptado as heurísticas seleccionadas, estas foram codificadas de modo a se obter a aplicação informática pretendida. Para que a sua implementação fosse bem aceite pelos utilizadores era fundamental que a aplicação fosse fácil de entender e utilizar. Visto que os responsáveis pela linha tinham formação na utilização de programas que funcionam em ambiente Windows, desenvolveu-se a aplicação utilizando o compilador Visual-Basic, especialmente concebido para realizar aplicações para este tipo de ambiente.

A aplicação desenvolvida é composta por três ecrans. O primeiro ecran permite ao utilizador introduzir os dados referentes à linha que se pretende equilibrar; descrição, tempo de processamento e precedências imediatas de todas as operações realizadas na linha. O segundo ecran é utilizado para seleccionar a heurística a aplicar, e para introduzir informação referente à cadência que se pretende atingir. É ainda neste ecran que, após se fazer correr o programa, é fornecido um conjunto de informação referente à linha; tempo de ciclo, número mínimo de postos necessários para se atingir a cadência pretendida e perdas associadas à linha. Finalmente o terceiro ecran fornece a solução para o problema, i.é., para cada posto de trabalho apresenta uma listagem das operações que aí devem ser realizadas e as perdas que lhe estão associadas.

APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Os resultados apresentados neste ponto foram obtidos utilizando o método de COMSOAL, após este ter sido adaptado às particularidades da linha em estudo. Verificou-se que o método dos Pesos Posicionais forneceu, para todos os troços, soluções idênticas ou piores que as aqui apresentadas. O equipamento utilizado para correr a aplicação informática desenvolvida foi um computador pessoal, equipado com um processador Intel 486 DX2 33 mhz.

Os resultados obtidos para o primeiro troço estão apresentados na tabela 2. Aí são dados, para duas cadências distintas, 588 e 700 unidades por turno, o número de postos

necessários à equilibragem da linha, obtido utilizando a aplicação informática desenvolvida, o número mínimo teórico de postos necessários à equilibragem da linha, as perdas associadas à solução obtida e o número de postos de trabalho utilizados na situação real. O número mínimo teórico de postos obtém-se dividindo o somatório da duração das operações, $\sum t_i$, pelo tempo de ciclo, T_c . As perdas são obtidas dividindo a duração teórica da montagem do produto, $\sum t_i$, pelo tempo que este passa realmente na linha, $n \times T_c$, onde n representa o número de postos necessários à montagem do produto. As cadências seleccionadas para este estudo foram de 588 unidades por turno (por ser a cadência instalada quando se realizou o trabalho, permitindo assim comparar os resultados obtidos com a aplicação informática com os resultados implementados pelos responsáveis pela linha) e 700 unidades por turno, por ser a cadência máxima permitida. Note-se que, para esta última cadência, não se apresenta a situação real, visto que a inexistência de registos acerca de equilibragens realizadas no passado só permitiu conhecer esses dados para a cadência instalada.

Tabela 2 - Resultados obtidos para o troço 1

Cadência	588	700
Nº de postos	19	22
Nº mínimo teórico	17	20
Perdas	12%	14%
Situação Real	19	---

Os resultados apresentados na tabela, assim como a listagem de todas as operações a realizar em cada posto de trabalho foram obtidos em cerca de 5 minutos de processamento utilizando a aplicação informática desenvolvida. Analisando a tabela 2 verifica-se que, o número de postos que se obtém utilizando a aplicação é idêntico ao conseguido pelos responsáveis pela linha. Isto significa que os anos de experiência desses elementos permite-lhe obter soluções bastante satisfatórias pelo método da tentativa e erro. No entanto, deve referir-se que dos 19 operadores utilizados pelos responsáveis pela linha 2 são polivalentes. As operações eram afectadas aos 17 restantes operadores o que implicava que alguns deles tinham taxas de ocupação superior a 100%. O atraso verificado nos postos de trabalho sobrecarregados era compensado pelos polivalentes que aí se deslocavam para ajudar, formando um stock de produtos entre esses postos e os seguintes. Assim, era vulgar encontrar postos de trabalho com taxas de ocupação superiores a 100% e outros com taxas da ordem dos 60%. Nas soluções obtidas com a aplicação informática desenvolvida cada um dos postos de trabalho é ocupado por um único operador, e a taxa de ocupação de cada um deles é muito mais uniforme, ou seja consegue-se uma melhor equilibragem da linha. Note-se, ainda, que pelo método da tentativa e erro se demora cerca de 5 dias a conseguir a solução satisfatória. Finalmente, verificou-se que as perdas mais elevadas ocorriam nos postos de trabalho que precedem postos automáticos. Isto deve-se ao facto desses postos funcionarem como uma quebra na linha e por isso ser impossível o mesmo operador acumular as operações a realizar antes e após a passagem do produto por esses postos. Este troço contém um grande número de postos de trabalho automáticos, estando por isso sujeita a perdas consideráveis. Com efeito, são estes postos que, devido a suas características, diminuem a flexibilidade da linha, reduzindo consideravelmente o leque de soluções admissíveis para o problema.

A tabela 3 tem uma estrutura semelhante a tabela 2, e aí são apresentados os resultados obtidos para o segundo troço considerado. O tempo necessário a obtenção destes resultados foi de 2 minutos de processamento. Mais uma vez se verifica que o número de postos de trabalho obtido é idêntico ao conseguido pelos responsáveis pela linha utilizando o método da

tentativa e erro. No entanto, neste troço, também existe um operador polivalente e, relativamente a solução conseguida com a aplicação informática, na solução obtida pelos responsáveis pela linha verifica-se uma grande diferença na taxa de ocupação de cada posto de trabalho.

Tabela 3 - Resultados obtidos para o troço 2

Cadência	588	700
Nº de postos	5	7
Nº mínimo teórico	4	5
Perdas	21%	33%
Situação real	5	---

Na tabela 4 apresentam-se as perdas, em percentagem, obtidas para cada posto de trabalho do segundo troço, para a cadência de 588 produtos por turno.

Tabela 4 - Perdas associadas aos postos do troço 2

Posto	1	2	3	4	5
Perdas	42 %	4 %	12 %	10 %	23 %

A perda mais elevada está associada ao posto nº 1, que precede um dos postos automatizados deste troço. Isto confirma que estes postos reduzem a flexibilidade das linhas consideradas, dificultando a obtenção de melhores soluções.

Para este troço simularam-se, com a aplicação informática desenvolvida, algumas alterações na disposição dos postos automáticos, de modo a reduzir a restrições por eles impostas. Assim, considerou-se que a nova disposição dos troços iria permitir a acumulação de operações a realizar antes e após a passagem do produto num posto automático ao mesmo operador. Admitindo essa hipótese conseguiu-se equilibrar este troço com apenas 4 postos de trabalho, o número mínimo teórico. Verifica-se, portanto, que a redução do número de restrições, e o conseqüente aumento da flexibilidade da linha, aumenta a probabilidade de obter uma solução óptima.

Na tabela 4 são apresentados os resultados obtidos para os troços 3 e 4. Os resultados obtidos para os troços 5 e 6 não são apresentados, uma vez que estes têm características semelhantes ao troço 4 e por isso conseguiram-se resultados idênticos a esse troço.

Tabela 5 - Resultados obtidos para os troços 3 e 4

	Troço 3		Troço 4	
	588	700	588	700
Nº de postos	6	7	3	4
Nº mínimo teórico	5	6	3	4
Situação real	5	---	3	---
Perdas	20%	16%	5%	13%

Na tabela 6 apresentam-se as perdas, em percentagem, associadas a cada um dos postos de trabalho do troço 3, para a cadência de 588 produtos por turno.

Tabela 6 - Perdas associadas aos postos do troço 3

Posto	1	2	3	4	5	6
Perdas	3 %	13 %	69 %	1 %	14 %	12 %

A elevada perda total encontrada para o troço 3 é motivada essencialmente pela perda verificada no posto 3, que precede o único posto automático deste troço. Nos restantes troços as perdas são bastante mais baixas, o que se deve à não existência de postos de trabalho automáticos e ao facto das operações aí realizadas terem tempos de processamento muito inferiores ao tempo de ciclo. Nestes troços conseguem-se equilibragens com o número mínimo teórico de postos de trabalho.

Resta referir que foi ainda simulada a eliminação das condições que permitiram a divisão da linha em vários troços. Ou seja, considerou-se a eliminação dos trajectos a efectuar entre cada sub-linha, o que permitiria a permutação de operações entre troços. Os resultados obtidos para esta situação, para uma cadência de 588 produtos por turno, em que se considera a linha como um todo foi de 31 postos de trabalho. O somatório dos postos de trabalho para cada um dos troços acima considerados é de 34 postos de trabalho. Assim pode-se concluir da vantagem existente em reduzir a distância que separa cada um dos troços que compõem esta linha.

CONCLUSÕES

Neste trabalho mostrou-se como foram adaptadas duas heurísticas de resolução do PELM, heurística dos Pesos Posicionais e método COMSOAL, a um caso industrial. Estas heurísticas, depois de adaptadas, deram origem a uma aplicação informática que permite reequilibrar a linha considerada sempre que necessário. Essa reequilibragem deve ser efectuada sempre que se verifica uma mudança na cadência pretendida, o que no caso estudado acontece com uma frequência semanal. Os resultados obtidos permitiram concluir que as melhores equilíbragens acontecem quando existem poucas restrições associadas à linha, e quando as operações a realizar têm uma duração pequena quando comparada com o tempo de ciclo.

Os resultados obtidos com a aplicação desenvolvida implicam um número de postos idênticos ao obtido pelos responsáveis pela linha, que utilizam o método da tentativa e erro. No entanto, a utilização da aplicação é vantajosa. Com efeito note-se que:

- I. O facto de se conseguirem resultados semelhantes aos que se conseguiram antes da existência da aplicação, mas muito mais rapidamente, que é de uma importância fundamental para uma linha sujeita a mudanças de cadência tão frequentes.
- II. Aplicando os resultados obtidos com a aplicação desenvolvida consegue-se uma melhor aproximação entre a taxa de ocupação dos postos de trabalho.
- III. Consegue-se manter facilmente registos das várias equilíbragens realizadas.
- IV. A utilização da aplicação permite simular alterações ao "layout" existente. Isso possibilita o estudo, sem interferir com a produção, de alterações à efectuar na linha no sentido de aumentar a sua eficiência.

Finalmente convém referir que este trabalho demonstra que a equilíbragem de linhas de montagem pelo método da tentativa e erro, é ineficiente e desnecessário. Com efeito, a variedade de métodos existentes para resolver o PELM e, a facilidade com que muitos deles podem ser adaptados a casos particulares, possibilita aos responsáveis das linhas melhorar, sem grande esforço, a produtividade dos seu processos.

REFERÊNCIAS

- Arcus, A.L., "COMSOAL-A computer Method of Sequencing Operation for Assembly Lines", *Int. J. Prod. Research*, vol 4, pp 259-277, 1966
- Baybars, I., "A survey of Exact Algorithms for the Simple Assembly Line Balancing", *Management Sci.*, vol 32, pp 909-932, 1986
- Doctor, F.F., "A Multiple Rule Heuristic for Assembly Line Balancing", *J. Oper. Res. Soc.*, vol 46, pp 62-69, 1995

- Bowman, E.H., "Assembly Line Balancing by Linear Programing", *Oper. Res.*, vol 8, pp 385-389, 1960
- Hegelson, W.B., Birnie, D.P., "Assembly Line Balancing Using the Ranked Positional Weight Technique", *J. Ind. Engineering*, vol 12, pp 394-398, 1961
- Held, M., Karp, R.M., Sheresian, R., "Assembly Line Balancing-Dynamic Programing with Precedence Constraints", *Oper. Res.*, vol 11, pp 442-459, 1963
- Kao, P.C., Queyranne, M., "On Dynamic Programming Methods for Assembly Line Balancing", *Oper. Res.*, vol 30, pp 375-390, 1982
- Kilbridge, M.D., Wester, L., "The Balance Delay problem", *Management Sci.*, vol 8, pp 69-84, 1961
- Mastor, A. A., "An Experimental Investigation and Comparative Evaluation of Production Line Balancing Techniques" *Management Sci.*, 16 (1970), 361-365
- Patterson, J.H., Albracht, J.J., "Assembly Line Balancing: 0-1 Programing with Fibonacci Search", *Oper Res.*, vol 23, pp 166-174, 1975
- Silva, C., "Estudo de Modelos Utilizados na Equilíbragem de Linhas de Montagem - Aplicação a um Caso Industrial", Tese de Mestrado, Univ. de Coimbra, 1995
- Talbot, F.B., Patterson, J.H., "An Integer Programing Algorithm with Network Cuts for Solving the Single model Assembly line Balancing Problem", *management Sci.*, vol 30, pp 85-99, 1984

ABSTRACT

Two modified versions of the well known heuristics, Ranked Positional Weight Technique and COMSOAL, developed to solve an industrial problem are presented. Software based on the above referred methods is also briefly presented. Finally we compare the solutions obtained after the implementation of the software with existing ones, showing the advantage of the new methods.

FORMAÇÃO DE CÉLULAS DE MANUFATURA BASEADAS EM INFORMAÇÕES DIFUSAS

José Arnaldo Barra Montevechi, Germano Lambert Torres - Instituto de Engenharia Mecânica - Escola Federal de Engenharia de Itajubá - Brasil
Paulo Eigi Miyagi, Marcos Ribeiro Pereira Barretto - Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade de São Paulo - Brasil

RESUMO

Este artigo mostra um procedimento para formação de células de fabricação, com a consideração da incerteza que usualmente existe nas empresas. Primeiramente é mostrada uma maneira de se obter matrizes não binária, que em contraste com a maioria dos métodos, considera máquinas alternativas nos processos das peças. Em seguida é mostrado um algoritmo adaptado para que a matriz não binária possa ser analisada. Um exemplo da aplicação é mostrado para uma melhor ilustração da metodologia.

INTRODUÇÃO

O objetivo deste artigo é providenciar uma maneira de se formar células de manufatura, com a inclusão da incerteza, ou informação difusa, usualmente encontrada na indústria. A obtenção de similaridades de processos, sintetizado pelas células, tema central do artigo, possibilita uma otimização dos processos de obtenção das peças e recursos destinados à produção.

Para início do processo é estabelecido um procedimento através do qual uma matriz peça/máquina não binária possa ser construída. Esta parte é muito interessante, por que ao contrário da maioria dos métodos que identificam a informação como sendo 0 ou 1, ou seja a máquina em questão processa ou não determinada peça, é possível determinar que mesmo que uma máquina não esteja relatada na ficha de processo da peça como a que faz determinada etapa do processo, ela é adequada também, com determinada intensidade, para executar a etapa do processo em questão.

Após a obtenção da matriz peça/máquina não binária é necessário utilizar um algoritmo para formação das células e também das famílias das peças que repartem processo semelhante. Para tanto foi modificado um algoritmo utilizado para problemas convencionais para que agora fosse possível analisar a matriz não binária.

A vantagem em relação aos métodos tradicionais, que utilizam as matrizes binárias, é o mecanismo existente de se especificar máquinas alternativas para determinada característica de uma peça. Na realidade, uma característica de peça pode ser usualmente obtida em mais de uma máquina. Devido a inabilidade dos métodos tradicionais tratarem com este fato é que se torna importante uma metodologia para resolver esta questão.

MATRIZES NÃO BINÁRIAS

Normalmente a representação de quais máquinas processam cada peça é dada por uma matriz peça X máquina, como é visto em (1), chamada de matriz binária.

Em (1):

- X_j é uma peça e $j = 1, 2, 3, \dots, n$;
- Y_i é uma máquina e $i = 1, 2, 3, \dots, m$;
- u_{ij} representa a relação entre a peça j e a máquina i ($u_{ij} = 0$ ou 1).

$$\begin{matrix} & X_1 & X_2 & X_3 & \dots & X_n \\ \begin{matrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ \vdots \\ Y_m \end{matrix} & \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} & \dots & u_{1n} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} & \dots & u_{2n} \\ u_{31} & u_{32} & u_{33} & \dots & u_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ u_{m1} & u_{m2} & u_{m3} & \dots & u_{mn} \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (1)$$

Por exemplo, $u_{12} = 1$ significa que a peça 2 visita a máquina 1. Devido a inflexibilidade desta matriz, que não mostra a possibilidade de outra máquina também poder fazer a peça 2, uma outra matriz será desenvolvida, e é chamada de não binária, representada por (2).

$$\begin{matrix} & X_1 & X_2 & X_3 & \dots & X_n \\ \begin{matrix} Y_1 \\ Y_2 \\ Y_3 \\ \vdots \\ Y_m \end{matrix} & \begin{bmatrix} u_{11} & u_{12} & u_{13} & \dots & u_{1n} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} & \dots & u_{2n} \\ u_{31} & u_{32} & u_{33} & \dots & u_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ u_{m1} & u_{m2} & u_{m3} & \dots & u_{mn} \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (2)$$

Em (2):

- X_j é uma peça e $j = 1, 2, 3, \dots, n$;
- Y_i é uma máquina e $i = 1, 2, 3, \dots, m$;
- u_{ij} representa a relação entre a peça j e a máquina i .

Em (2) observa-se a propriedade (3).

$$0 \leq u_{ij} \leq 1 \text{ para } i = 1, 2, 3, \dots, m; j = 1, 2, 3, \dots, n. \quad (3)$$

A propriedade definida por (3) indica a intensidade com que uma máquina é indicada para processar uma determinada peça, um número próximo de 1 significa uma grande potencialidade para processar a peça, enquanto números próximos de 0, a máquina definitivamente não é adequada.

FUNÇÃO DE PERTINÊNCIA ENTRE COMPONENTES E MÁQUINAS

Os elementos da matriz (2) podem ser calculados de funções combinadas entre máquinas e componentes. Os seguintes passos são necessários:

1. Definir a função de pertinência para cada par característica X máquina;
2. Calcular o grau da pertinência para cada par característica X máquina;
3. Calcular o índice combinado para cada par máquina X peça, porque usualmente uma peça tem mais de uma característica processada pela mesma máquina.

Para exemplificar uma função de pertinência para um par característica X máquina, pode-se pensar nas tolerâncias possíveis de se obter em uma determinada máquina, esta função pode ser representada pelo gráfico da figura 1.

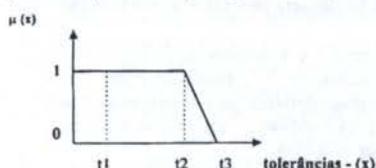


Figura 1: Função de pertinência de tolerâncias

Para se obter a matriz não binária, é necessário se obter funções de pertinência das principais características de peças, em função da capacidade de determinada máquina poder executá-la. O principal critério, para selecionar estas características, é a seleção adequada das que podem contribuir para diferenciação das peças na hora do agrupamento.

Após a obtenção de todas as funções de pertinência que relacionam máquinas X características, pode-se passar para uma outra etapa que é o cálculo do índice combinado para cada par máquina X peça. Seja:

- $X_j = \{x_{j1}, x_{j2}, \dots, x_{jp}\}$ } $j = 1, 2, 3, \dots, n$ conjunto Fuzzy das características do componente j ;
- $M = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_m$ } conjunto das máquinas disponíveis;
- $\mu_{v_i}(x_{jk})$ pertinência para máquina i relativa a característica k do componente j ;
- n é o número de peças, p o número de características e m o número de máquinas.

De acordo com a teoria de Zadeh, a pertinência entre a máquina i e o componente j pode ser dado por (4).

$$\mu_{v_i}(X_j) = \bigwedge_{1 \leq k \leq p} \{ \mu_{v_i}(x_{jk}) \} \quad (4)$$

Utilizando este procedimento pode-se facilmente determinar a pertinência para todos os pares máquina X peça, e construir a matriz não binária.

É importante notar que a matriz binária utilizada na maioria dos métodos possui uma interpretação diferente da não binária. Na primeira, as entradas indicam a relação de incidência entre uma peça e uma máquina. A relação de correspondência deve permanecer na matriz resultante, por exemplo, deve-se garantir que todas as máquinas devem estar em um grupo, onde as peças tenham entradas 1 com aquelas máquinas. Por outro lado, algumas entradas se tornarão elementos excepcionais. Na matriz não binária, a entrada representa o grau com o qual um componente pode ser processado sobre uma máquina. Não é necessário assegurar que todas as peças não zero estejam nos grupos, desde que existam máquinas alternativas. Se as máquinas necessárias não são agrupadas na célula para alguns componentes, então os elementos de fora para estas peças tornam-se elementos excepcionais.

Para ilustrar este procedimento, para um pequeno exemplo, imaginando as funções de pertinência da figura 2, para um caso hipotético da máquina 1 de m disponíveis, para

cada uma das 7 peças que se deseja agrupar. Entrando-se com o valor x (retirada de uma base de dados) da característica em questão pode-se chegar a tabela da figura 3.

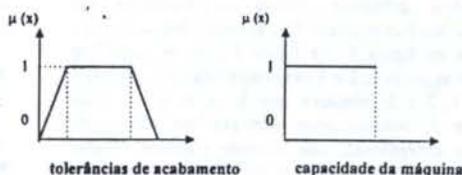


Figura 2: Exemplo de funções de pertinências

Do mesmo modo que se atribui os valores da figura 3, deve-se repetir o processo para todas as máquinas a serem analisadas, chegando portanto a m matrizes semelhantes a esta. Aplicando a fórmula (4) para a matriz da figura 3, chega-se ao vetor (5), que representa as pertinências relativas à máquina 1 para as 7 peças.

Peças	tolerância de acabamento	capacidade da máquina
1	1	1
2	1	0
3	1	1
4	0,8	1
5	1	0
6	0,1	1
7	0,9	1

Figura 3: Pertinências atribuídas

$$\text{máquina 1} [1 \ 0 \ 1 \ 0.8 \ 0 \ 0.1 \ 0.9] \quad (5)$$

Repetindo-se o processo para as m máquinas serão obtidos m vetores semelhantes ao (5), que constituirão a matriz não binária que deverá ser analisada para obtenção de similaridades de processo. Se para o exemplo das 7 peças fossem disponíveis um universo de 7 máquinas, após a execução do procedimento discutido, poderia-se chegar a uma matriz não binária como (6). A matriz (6) é que deverá ser analisada para se ter uma solução de similaridade de processo.

$$\begin{matrix}
 & X_1 & X_2 & X_3 & X_4 & X_5 & X_6 & X_7 \\
 Y_1 & 1 & 0 & 1 & 0.8 & 0 & 0.1 & 0.9 \\
 Y_2 & 0 & 1 & 0.3 & 0 & 0.7 & 0.8 & 0 \\
 Y_3 & 0.3 & 0.7 & 0 & 0 & 0.8 & 0.8 & 0 \\
 Y_4 & 0 & 0.7 & 0 & 0.3 & 0.7 & 0 & 0.3 \\
 Y_5 & 0.6 & 0.1 & 0.5 & 0 & 0 & 0 & 0.5 \\
 Y_6 & 0.7 & 0.2 & 0.8 & 0.8 & 0.3 & 0 & 0.7 \\
 Y_7 & 0 & 1 & 0.5 & 0 & 0.8 & 0.9 & 0
 \end{matrix} \quad (6)$$

ALGORITMO DE AGRUPAMENTO

Com a matriz não binária montada é necessário agora que se utilize um algoritmo de agrupamento apropriado para avaliar as possíveis células de fabricação. Foi escolhido como base um algoritmo de formação de famílias e células proposto por Gonçalves Filho (1988). Este algoritmo em sua forma original traz uma solução para os casos de matrizes binárias, onde se separava as máquinas e as famílias de peças automaticamente.

Para se utilizar o algoritmo citado será necessário que ele seja reestruturado e modificado para incorporar a incerteza. Esta modificação será mostrada a seguir, servindo como proposta para uma nova utilização deste algoritmo.

Algoritmo original. A síntese do algoritmo pode ser vista em Montevechi (1990). Mas os passos principais serão comentados.

Nos dois primeiros passos do algoritmo são encontradas as famílias naturais. Um exemplo destas famílias pode ser visto na figura 4. Na figura 4 pode-se identificar facilmente que as peças 1, 2 e 3 são processadas pelo conjunto de máquinas 1, 2 e 3, enquanto que as peças 4 e 5 pelas máquinas 4 e 5. Nota-se neste exemplo que não existe nenhuma peça excepcional, não havendo portanto dúvidas quanto a formação dos agrupamentos de máquinas. A este tipo de famílias que podem existir em uma base de dados dá-se o nome de famílias naturais. O conceito de dominante e dominado também pode ser entendido pela análise da figura 4. Pode-se observar que as peças 1 e 4 são as que possuem maiores números de entradas 1 em relação as demais peças de suas famílias naturais. São portanto estas peças as dominantes de suas famílias, enquanto que as demais são as dominadas.

Na sequência do algoritmo é realizada a eliminação de peças isoladas, que é feita a partir do cálculo efetuado com o coeficiente de similaridades definido por Gonçalves Filho (1988). Este coeficiente indica como dois conjuntos de máquinas, representando duas peças, intercepta cada um. O coeficiente de similaridades calculado por (7).

	maq. 1	maq. 2	maq. 3	maq. 4	maq. 5
peç a1	1	1	1	0	0
peç a2	0	1	1	0	0
peç a3	0	0	1	0	0
peç a4	0	0	0	1	1
peç a5	0	0	0	0	1

Figura 4: Exemplo de famílias naturais

$$S(P1, P2) = \frac{n(P1 - P2)}{n(P1 \cap P2)} \quad (7)$$

Em (7), $n(P1 - P2)$ é o número de máquinas que processam a peça P1 e não processam a peça P2 e $n(P1 \cap P2)$ o número de máquinas comuns pelas peças P1 e P2.

O Coeficiente mostrado é utilizado para eliminar peças isoladas, que não se encaixam em nenhuma das famílias naturais encontradas. Estas peças são as excepcionais. Como proposto por Gonçalves Filho (1988) se o valor do coeficiente, entre a peça isolada e uma dominante, for menor ou igual a 0,5, então o número de máquinas comuns é alto o suficiente para justificar a união da peça isolada à família natural que a peça dominante representa.

Depois da eliminação das peças isoladas é usado um algoritmo de agrupamento hierárquico, o método centróide, baseado na distância "Hamming", que une os grupos que permaneceram, de tal modo a minimizar as distância entre os centróides.

\bar{R} é o parâmetro de medida, previsto no algoritmo, que terá seu valor analisado para dar a melhor separação das peças em famílias. Quanto menor o valor deste parâmetro, melhor será a partição do conjunto em famílias.

Maiores detalhes sobre o algoritmo podem ser vistos em Gonçalves Filho (1988), Montevechi (1989) e Montevechi (1990).

Modificação do algoritmo original. Para utilizar o algoritmo, mostrado anteriormente, em casos em que se deseja utilizar a matriz não binária é preciso fazer algumas modificações. As modificações serão detalhadas a seguir.

O primeiro aspecto necessário de ser adaptado é o conceito de dominante e dominado. Para isto é necessário

entrar com um valor de pertinência que represente a adequabilidade mínima de uma máquina em processar determinada operação do processo da peça. Quem esta fazendo a análise deve fornecer este valor. As peças dominantes serão aquelas com maior número de entradas acima deste valor.

A figura 5 ilustra um exemplo de dominante e dominada se o valor mínimo de pertinência escolhida for 0,7.

	maq. 1	maq. 2	maq. 3	maq. 4	maq. 5	maq. 6	maq. 7
peç a1	0.7	0.8	0.9	0.2	0.2	0	0
peç a2	0.6	0.9	0.2	0.2	0	0.2	0.2

Figura 5: Exemplo de dominância para entradas não binárias

Na figura 5 a peça 1 é a dominante, pois tem maior número de entradas acima de 0,7, escolhido como valor mínimo necessário de adequabilidade para as máquinas. Cada entrada para peça 1 e peça 2 indicam o quanto uma máquina é adequada para processar cada uma.

Para não se ter dúvidas quanto a dominante é necessário observar uma regra adicional, a que se duas peças tem o mesmo número de entradas acima do valor escolhido, a dominante será aquela com maior número de entradas de maior valor.

Outra modificação necessária é a do coeficiente de similaridade (8), que passa a ser o representado por (8).

$$S(X_i, X_j) = \frac{\sum_{k=1}^p (u_{ik} - u_{jk}) / p}{\sum_{k=1}^p (u_{ik} + u_{jk}) / 2 p} \quad \begin{matrix} u_{ik} \geq e \text{ e } u_{jk} < \text{ que o índice escolhido} \\ u_{ik} \leq e \text{ e } u_{jk} \geq \text{ que o índice escolhido} \end{matrix} \quad (8)$$

Em (8), tem-se que X_i é vetor dominante, X_j peças isoladas, p o número de máquinas que estão sendo analisadas, i o número de peças dominantes e j o número de peças isoladas.

Como exemplo, para o caso da figura 6, se o índice de adequabilidade escolhido for 0,7, a peça 1 é a dominante, a peça 2 é uma dominada. Constituinte, portanto, as peças 1 e 2 um agrupamento natural. Já a peça 3 está isolada.

	maq. 1	maq. 2	maq. 3	maq. 4	maq. 5	maq. 6	maq. 7
peç a1	0.8	0.9	1	0.2	0.6	0	0
peç a2	0.8	0.2	0.9	0.3	0.5	0.2	0.4
peç a3	0.7	0.8	0.4	0.1	0.8	0.1	0

Figura 6: Exemplo de peça dominante e isolada

O coeficiente (8) entre a peça 1 (dominante) e a peça 3 (isolada) é calculado como a seguir:

$$S_{1,3} = \frac{(1 - 0.4)}{\frac{0.8 + 0.7}{2} + \frac{0.9 + 0.8}{2}} = 0.375 < 0.5$$

Para o exemplo a peça isolada pode ser agrupada junto a 1 e 2, já que o coeficiente encontrado foi menor que 0,5. O termo do denominador de (8) esta relacionado com o nível de exigência que se deseja para as máquinas comuns que processam a peça dominante e a peça isolada. Quanto menor a pertinência estabelecida para adequabilidade da máquina, maior será o denominador e portanto menor o índice de similaridade obtido, o que eleva a probabilidade de se agrupar a peça isolada ao agrupamento em questão.

A idéia original do numerador de (8) é a de quantas máquinas processam um determinado vetor dominante e não processam o vetor sózinho. Nesta nova relação, para se usar pertinências, o numerador expressa a intensidade que as

máquinas do dominante, que não são adequadas para processar a peça isolada, são mais adequadas que a do vetor que se quer associar. É claro que a expressão (8) se for usada para matriz binária terá o mesmo valor de coeficiente que (7). Os demais passos para se calcular a melhor separação em famílias continua como no algoritmo original, ou seja, a melhor separação é aquela que minimiza \bar{R} .

EXEMPLO

Aqui será mostrado um exemplo numérico usando o algoritmo apresentado, que também foi utilizado por Zhang e Wang (1992), onde eles usam outros algoritmos modificados, como o de McAuley (single linkage clustering) e o de King (rank order clustering), para trabalhar com a matriz não binária. O principal problema do algoritmo de McAuley, para o caso, é que ele agrupa as máquinas por pares, mediante um cálculo de similaridade, ficando para quem faz a análise a atribuição das peças. O algoritmo modificado de King traz as mesmas características observadas no original, embora agrupe peças e máquinas simultaneamente e trabalhe com peças excepcionais, pode haver dúvidas ao analista a qual família atribuir uma determinada peça excepcional.

Para o exemplo é assumido que para processar 7 peças existam 7 máquinas disponíveis (de três tipos de operações: furação, fresamento e retificação). As características e processos das peças envolvidos no problema estão descritas na figura 7.

Depois de usar o método comentado para a obtenção de matriz não binária, chega-se a matriz da figura 8.

Pode-se analisar pela figura 9 o resultado da execução do algoritmo para a matriz não binária da figura 8. Para o caso existem 2 famílias de peças e 2 células que podem ser formadas. A solução é a mesma dos algoritmos apresentados por Zhang e Wang.

PEÇAS:	P1, P2, P3, P4, P5, P6 e P7
MAQUINAS	
Furadeiras:	F1, F2 e F3
Fresadoras:	FR1, FR2 e FR3
Retífica:	R1
PROCESSOS DAS PEÇAS	
Peça 1:	Furação e fresamento
Peça 2:	Furação, fresamento e retificação
Peça 3:	Furação, fresamento e retificação
Peça 4:	Furação e fresamento
Peça 5:	Furação, fresamento e retificação
Peça 6:	Furação e retificação
Peça 7:	Furação e fresamento

Figura 7: Dados para a análise de similaridade de processo

O interessante é que para este exemplo é que se apenas uma fresadora for suficiente, a FR2 pode ser retirada da célula 1, uma vez que as pertinências da máquina FR3 são maiores. Fato semelhante ocorre com a furadeira F3 da célula 2.

$$\begin{matrix}
 & P_1 & P_2 & P_3 & P_4 & P_5 & P_6 & P_7 \\
 \begin{matrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ FR_1 \\ FR_2 \\ FR_3 \\ R_1 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0.8 & 0 & 0.1 & 0.9 \\ 0 & 1 & 0.3 & 0 & 0.7 & 0.8 & 0 \\ 0.3 & 0.7 & 0 & 0 & 0.8 & 0.8 & 0 \\ 0 & 0.7 & 0 & 0.3 & 0.7 & 0 & 0.3 \\ 0.6 & 0.1 & 0.5 & 0 & 0 & 0 & 0.5 \\ 0.7 & 0.2 & 0.8 & 0.8 & 0.3 & 0 & 0.7 \\ 0 & 1 & 0.5 & 0 & 0.8 & 0.9 & 0 \end{bmatrix}
 \end{matrix}$$

Figura 8: Matriz não binária peça X máquina

$$\begin{matrix}
 \text{família 1} \rightarrow & P_3 & P_1 & P_7 & P_4 & & & & & & \text{família 2} \rightarrow & P_2 & P_5 & P_6 \\
 \begin{matrix} \leftarrow F_1 \\ \leftarrow F_2 \\ \leftarrow F_3 \\ \leftarrow FR_1 \\ \leftarrow FR_2 \\ \leftarrow FR_3 \\ \leftarrow R_1 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 1 & 1 & 0.9 & 0.8 \\ 0.3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0.3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0.3 & 0.3 \\ 0.5 & 0.6 & 0.5 & 0 \\ 0.8 & 0.7 & 0.7 & 0.8 \\ 0.5 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} & & & & \begin{matrix} \leftarrow F_1 \\ \leftarrow F_2 \\ \leftarrow F_3 \\ \leftarrow FR_1 \\ \leftarrow FR_2 \\ \leftarrow FR_3 \\ \leftarrow R_1 \end{matrix} & \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0.1 \\ 1 & 0.7 & 0.8 \\ 0.7 & 0.8 & 0.8 \\ 0.7 & 0.7 & 0 \\ 0.1 & 0 & 0 \\ 0.2 & 0.3 & 0 \\ 1 & 0.8 & 0.9 \end{bmatrix}
 \end{matrix}$$

Figura 9: Resultado da análise da matriz não binária

CONCLUSÕES

Este artigo aborda a formação de células de manufatura baseado em matrizes não binária. Primeiramente foi mostrado como obter a matriz não binária, que baseia-se em pertinências relativas a cada máquina em função de características chaves para a fabricação das peças. Este conceito, baseado nos princípios propostos por Zadeh sobre como tratar a incerteza, é extremamente importante para se ter flexibilidade e alternativas na obtenção de células de fabricação.

Em seguida foi mostrado um algoritmo modificado para analisar a matriz não binária obtida. Uma vantagem deste algoritmo é a possibilidade de apresentar as famílias de peças separadamente, devido a sua formulação, ele trabalha com peças excepcionais. O algoritmo não deixa para quem faz a análise a decisão por qual família uma peça excepcional deva pertencer. A solução do problema permite uma análise se não existem máquinas que podem ser eliminadas, devido a possibilidade de máquinas alternativas em processar as operações necessárias na manufatura das peças. Isto representa uma grande vantagem em relação a maioria dos métodos existentes, que trabalham com a matriz binária, e não tem esta característica.

REFERÊNCIAS

- Gonçalves Filho, E. V., "Computer Aided Group Technology Part Formation Based on Pattern Recognition Techniques", Tese de doutorado, Pennsylvania State University, E.U.A., 1989.
- Montevechi, J.A.B., "Algoritmo Heurístico para Formação de Famílias de Peças", 10^o Encontro Nacional de Engenharia de Produção, Belo Horizonte, pp.177 - 182, 1990.
- Montevechi, J.A.B., "A Tecnologia de Grupo aplicada ao projeto de células de fabricação", Dissertação de Mestrado, UFSC, Florianópolis, 1989.
- Zhang, C. e Wang, H.P., "Concurrent Formation of Part Families and Machine Cells Based on the Fuzzy Set Theory", Journal of Manufacturing Systems, Volume 11/No. 1, pp.61 - 67, 1992.

ABSTRACT

In this article a procedure for obtaining manufacturing cells is described. This approach uses a nonbinary matrix that considers other machines which can process the parts. An algorithm that was modified to work with nonbinary matrices is also shown.

FUZZY NA ANÁLISE DE SIMILARIDADES POR COMPUTADOR

José Arnaldo Barra Montevechi, José Hamilton Gorgulho Júnior, Germano Lambert Torres - Escola Federal de Engenharia de Itajubá - Brasil
Paulo Eigi Miyagi, Marcos Ribeiro Pereira Barretto - Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade de São Paulo - Brasil

RESUMO

Este artigo descreve um procedimento para obter similaridades utilizando FUZZY, incorporando assim as incertezas da manufatura. São descritos aspectos da base de dados (que agrega informações de projeto e manufatura), de como atribuir pertinências para as características a serem analisadas, da análise de similaridades para relação de semelhança e informações de processo. Isto possibilitou a elaboração de um software que é uma ferramenta interessante para manufatura de pequenos lotes, integrando informações de projeto e manufatura, permitindo a racionalização de recursos.

INTRODUÇÃO

A maioria dos trabalhos sobre formação de famílias de peças assumem que as informações sobre custo, tempo de processamento, demanda, etc., são precisas. Assume-se normalmente que uma peça só deva pertencer a uma família. Entretanto, existem muitas peças cujas informações não são precisas. A análise de agrupamento utilizando lógica Fuzzy pode providenciar solução para este problema. Entretanto, poucos artigos tratando do assunto que envolve imprecisão na formação de células/famílias foram publicados. Os artigos tratam do assunto de forma isolada não se preocupando com o desenvolvimento de um método que permita integrar as informações de toda a empresa (Montevechi 1994).

Similaridade, aspecto base para formar famílias, consiste da classificação próxima em geometria, função, material e/ou processo. Descreve-la por sim/não, pode não ser suficiente para uma classificação acurada (Montevechi 1994).

Para obter uma classificação eficiente, flexível, que considere incertezas e elimine as deficiências dos métodos em uso hoje, este artigo apresenta um procedimento que utiliza a lógica Fuzzy para a formação de famílias de peças.

A utilização da função de pertinência Fuzzy inclui a incerteza inerente em características de peças e assim produz resultados mais realistas. O valor da pertinência expressa a extensão da característica que a peça possui varia de 0 a 1. Quanto maior esta extensão, mais próximo de 1.

Primeiro são descritos os dados que estão contidos em uma base de dados que considera características de geometria e de manufatura, permitindo assim o compartilhamento das informações por diversos departamentos.

Também é descrito o princípio de agrupamento, onde escolhe-se um valor limiar para similaridade. Escolhido este valor dois elementos estarão no mesmo grupo se, por exemplo, a similaridade entre eles for maior que o valor de comparação. Desde que a relação de similaridade não é transitiva é necessário utilizar a teoria das matrizes Fuzzy, para formar uma estrutura fechada que permita separar os dados em agrupamentos mutuamente exclusivos os quais são, em essência, classes equivalentes sobre um certo valor limiar.

Para similaridade de processo utiliza-se um procedimento de busca de informações de similaridades que possam orientar a formação de células de fabricação.

Outro aspecto importante utilizado é o de usar dados qualitativos, como complexo, duro, alta rugosidade, etc. É mostrada uma maneira de traduzir estas informações em valores numéricos, essencial para análise de similaridades.

O objetivo da metodologia a ser apresentada foi permitir o desenvolvimento de uma ferramenta computacional alternativa aos métodos tradicionais de obtenção de similaridades. Para isto uniu-se as ferramentas adequadas que incorporam incertezas, e que, hoje, atendem a aspectos isolados da análise de similaridade.

BASE DE DADOS

Um ponto de extrema importância para a obtenção das famílias de peças nesta metodologia é a base de dados, onde estão disponíveis todas as informações importantes das diversas características dos componentes da empresa, considerando características de projeto e manufatura. Este fato é muito importante pois permite o compartilhamento dos dados por toda a empresa, o que não ocorre na maioria das propostas de SCC. As características contempladas estão na figura 1.



Figura 1: Atributos da base de dados (projeto e manufatura)

A base de dados é flexível. Permite acrescentar novas características, sem perder o que já foi desenvolvido. Isto não é possível nos SCC. Após obter o código é difícil alterá-lo.

ATRIBUIÇÃO DE PERTINÊNCIAS AOS DADOS

Para classificar peças por similaridades estas são representadas por vetores. O lote de peças é então uma matriz $n \times m$ (peças \times características), apresentada por (1). Esta matriz é formada com as características importantes para a análise de agrupamento e são obtidas da base de dados.

$$X = \begin{bmatrix} x_{11} & \dots & x_{1m} \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ x_{n1} & \dots & x_{nm} \end{bmatrix} \quad (1)$$

Na base de dados estão inseridos dois tipos de dados. As características quantitativas, que representam propriedades que podem ser expressas numericamente e as características qualitativas (incertas/Fuzzy), que descrevem os atributos em termos tais como largo, médio, comprido, etc.

Por ter dois tipos de características foi desenvolvido um procedimento de agrupamento que os tratasse de maneira unificada. Na metodologia utilizada as diferentes características são expressas em termos de pertinência, que variam de 0 e 1.

Valores de pertinência para características quantitativas podem ser expressos diretamente em função dos valores da base de dados. Tomando como exemplo a característica comprimento de 7 peças, temos o vetor (2). As pertinências podem ser obtidas dividindo cada valor pelo maior valor do vetor. Este procedimento resulta em (3).

$$[10.00; 8.5; 5.5; 3.75; 6.25; 8.00; 7.50] \quad (2)$$

$$[1.00; 0.850; 0.55; 0.375; 0.625; 0.800; 0.750] \quad (3)$$

Também pode-se atribuir valores utilizando alguma das expressões da figura 2, sugeridas por Xu e Wang (1989).

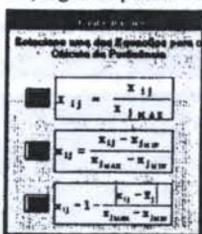


Figura 2: Expressões para atribuição de pertinências

Pode-se também utilizar gráficos de pertinência para atribuição de valores às características da matriz (1). Tomando como exemplo a classificação de uma peça de 100 mm de comprimento. Se a função de pertinência for a da figura 3, a peça terá pertinência 0,8 para a característica comprimento. As pertinências das demais peças são atribuídas da mesma forma.

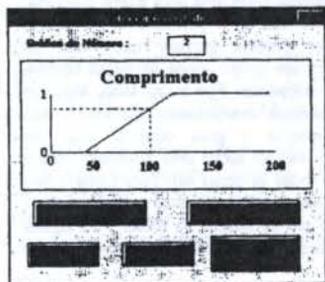


Figura 3: Atribuição de pertinência por gráficos

Com características qualitativas já não é tão simples a atribuição de pertinências. Como transformar uma informação qualitativa, como por exemplo alta rugosidade, em números?

Para resolver este problema, como proposto por Arieh e Triantaphyllou (1992), pode-se utilizar o método AHP, Analytic Hierarchy Process (Saaty 1977), que mediante uma análise comparativa realizada aos pares (comparação paritária) calcula as pertinências. Constrói-se uma matriz de comparação dos atributos para cada característica. As características são, por exemplo, rugosidade, complexidade de forma, comprimento, etc, enquanto que os atributos são a designação da característica como pequeno, grande, complexo, etc. Saaty propõe que, para montar a matriz de comparação de atributos, sejam retirados valores do conjunto finito {1/9, 1/8, ..., 1, 2, ..., 8, 9}. Estas matrizes são montadas avaliando-se a importância de um atributo sobre o outro, através da seguinte escala:

Comparação de A com B	Valor
A e B tem importâncias iguais	1
A é pouco mais importante que B	3
A é pouco menos importante que B	1/3
A é muito mais importante que B	5
A é muito menos importante do que B	1/5
A é claramente mais importante do que B	7
A é claramente menos importante do que B	1/7
A é absolutamente mais importante do que B	9
A é absolutamente menos importante que B	1/9

Cada entrada da matriz representará um par de julgamento. O motivo disso é o fato de que temos dificuldades em avaliar muitas entidades ao mesmo tempo, mas pode-se fazer bem estas comparações com dois atributos por vez.

Definida a matriz, calcula-se o autovalor e autovetor. O autovetor dá a hierarquia e o autovalor é o índice de consistência do resultado. Se o índice não se encontra em certa faixa deve-se reatribuir valores na matriz de comparação.

Como exemplo, imagine a característica rugosidade, cujos atributos são: muito alta, alta, média, baixa e muito baixa. Mediante a escala de prioridades mostrada, o especialista montou a matriz A da figura 4.

	muito alta	alta	média	baixa	muito baixa
muito alta	1	3	5	7	9
alta	1/3	1	3	5	7
média	1/5	1/3	1	3	5
baixa	1/7	1/5	1/3	1	3
muito baixa	1/9	1/7	1/5	1/3	1

Figura 4: Matriz A de comparações por pares

Na matriz A a entrada a_{ij} representa o número que estima a pertinência relativa do atributo A_i quando este é comparado com o atributo A_j . Obviamente, $a_{ij}=1/a_{ji}$. Para o caso, as pertinências (um dos autovetores normalizados para o maior peso ser 1) serão, após os cálculos: muito alta = 1, alta = 0.517, média = 0.254, baixa = 0.125 e muito baixa = 0.064.

Estes valores de pertinência serão agora atribuídos a todas as peças da base de dados, significando a importância da rugosidade para cada uma. Atribuídas as pertinências às características que deseja-se analisar, é necessário agora utilizar os procedimentos de obtenção dos grupos de peças similares.

ANÁLISE DE SIMILARIDADES

O princípio que é utilizado para o agrupamento é o de escolher um valor limiar para a similaridade. Uma vez escolhido este valor limiar, dois elementos estarão no mesmo agrupamento se, por exemplo, a similaridades entre eles for maior que o valor de comparação. Para estimar a semelhança de pares de dados, arranjou-os na forma de matriz. Cada entrada da matriz representa a proximidade entre duas peças.

A relação designada por S indica a similaridade entre diferentes peças, a qual é uma matriz $n \times n$. Para obter esta matriz pode-se utilizar de diversas fórmulas para o cálculo de similaridades, como por exemplo a indicada em (4).

$$S(x_i, x_j) = \frac{\sum_{k=1}^p \min(\mu_k(x_i), \mu_k(x_j))}{\sum_{k=1}^p (\mu_k(x_i) + \mu_k(x_j))} \quad (4)$$

Medidas como a (4) normalmente tem uma variação mínima, e usualmente produzem mesmos resultados se os agrupamentos são compactos e bem separados. Mas, se são próximos um do outro, resultados diferentes podem ser obtidos. Com o cálculo das similaridades chega-se a matriz (5), a partir da matriz (1).

$$S = \begin{bmatrix} S_{11} & \dots & \dots & S_{1n} \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ S_{n1} & \dots & \dots & S_{nn} \end{bmatrix} \quad (5)$$

A matriz (5) é simétrica e que pode ser usada diretamente em análises de agrupamento FUZZY. A similaridade de peças consiste da classificação próxima em geometria, função, material e/ou processo. A similaridade será obtida pela manipulação das pertinências calculadas.

A matriz (5) não é transitiva. Se A é semelhante a B e B é semelhante a C, não se pode concluir que A é semelhante a C. Para poder contornar este problema é preciso transformar a matriz de similaridades em uma matriz transitiva.

Usa-se então a teoria FUZZY para transformar esta matriz em uma relação equivalente. As relações de composição de uma matriz FUZZY são definidas por (6) e (7).

$$R^2 = R \circ R \quad (6)$$

$$r_{ik}^2 = \bigvee_{j=1}^n (r_{ij} \wedge r_{jk}) \quad (7)$$

O fechamento transitivo da matriz (5) é a matriz FUZZY equivalente que pode ser obtida por (8).

$$\hat{R} = R \cup R^2 \cup \dots \cup R^n \quad (8)$$

Finalmente, dado um nível α , obtêm-se os agrupamentos de peças similares para o nível escolhido. Com diferentes valores de α , pode-se obter diferentes classificações. Com um grande valor de α , menos peças são classificadas em cada família e portanto mais famílias são formadas.

Um exemplo, da decomposição, para obtenção das famílias pode ser melhor compreendida através das figuras 5 e 6. Na figura 5 é mostrada a atribuição de alguns valores α e na figura 6, para cada um dos níveis (α), os agrupamentos formados. Por exemplo, para $\alpha=0.9$ existem três agrupamentos, o primeiro composto das peças A, D e E, o segundo pela peça B e o terceiro pela peça C.

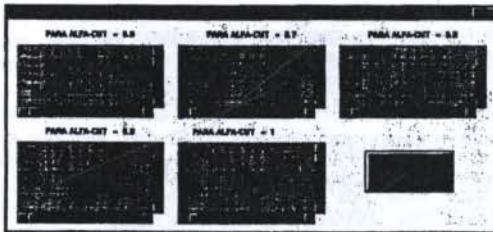


Figura 5: Decomposição de uma relação de similaridade

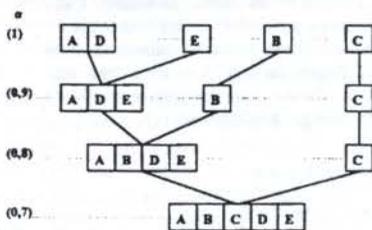


Figura 6: Decomposição em árvore

ANÁLISE DE SIMILARIDADES PARA PROCESSOS

Um problema que pode ocorrer na formulação para obtenção de similaridades vista no item anterior, é que as informações relativas a formação de células podem não ser suficientes. Para evitar que isto ocorra, utiliza-se uma maneira de se obter a matriz de pertinências entre peça X máquina, que considere também as incertezas. Deste modo, pode-se usar o algoritmo para verificação dos agrupamentos de máquinas, o que não é evidente na formulação anterior, onde a informação é sobre as famílias de peças.

Imaginando que n peças e m máquinas estão sendo consideradas para a obtenção de células de manufatura, a representação de quais máquinas processam cada peça é dada por uma matriz peça X máquina.

Por exemplo, $u_{12}=1$ indica que a peça 2 visita a máquina 1. A inflexibilidade desta matriz não mostra a possibilidade de outra máquina poder fazer a peça 2. Logo, outra matriz deve ser desenvolvida. É a matriz não binária, representada por (9).

$$Y_i \begin{matrix} X_1 & X_2 & X_3 & \dots & X_n \\ \begin{bmatrix} u_{i1} & u_{i2} & u_{i3} & \dots & u_{in} \\ u_{21} & u_{22} & u_{23} & \dots & u_{2n} \\ u_{31} & u_{32} & u_{33} & \dots & u_{3n} \\ \vdots & \vdots & \vdots & \dots & \vdots \\ u_{m1} & u_{m2} & u_{m3} & \dots & u_{mn} \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (9)$$

- onde:
- X_j é uma peça e $j = 1, 2, 3, \dots, n$;
 - Y_i é uma máquina e $i = 1, 2, 3, \dots, m$;
 - u_{ij} representa a relação entre a peça j e a máquina i .

O valor u_{ij} indica a intensidade com que uma máquina é indicada para processar uma peça. Quando próximo de 1 significa uma grande potencialidade para processá-la. Quando próximo de 0 indica que a máquina não é adequada. Os elementos da matriz (9) são calculados por funções combinadas entre máquinas e peças, proposta de Zhang e Wang (1992).

Para se obter a matriz não binária, é necessário obter funções de pertinência das principais características das peças, em função da capacidade de determinada máquina poder executá-la. O principal critério para determinar estas características é a seleção adequada das que podem contribuir para diferenciação das peças na hora do agrupamento. É claro que será necessário obter, para cada máquina, as funções de pertinência para as características que estão sendo estudadas. Com este procedimento determinam-se as pertinências para todos pares máquina X peça e constrói-se a matriz não binária.

É importante notar que a matriz binária possui interpretação diferente da não binária. Na primeira, as entradas indicam a relação de incidência entre uma peça e uma máquina. A relação de correspondência deve permanecer na matriz resultante. Por exemplo, deve-se garantir que todas as máquinas devam estar em um grupo, onde as peças tenham entradas 1 com aquelas máquinas. Por outro lado, algumas entradas se tornarão elementos excepcionais. Na matriz não binária, a entrada representa o grau com o qual um componente pode ser processado sobre uma máquina. Não é necessário assegurar que todas as peças não zero estejam nos grupos, desde que existam máquinas alternativas. Se as máquinas necessárias não são agrupadas na célula para alguns componentes, então os elementos de fora tornam-se elementos excepcionais.

Ilustrando este procedimento com as funções de pertinência da máquina 1, de m disponíveis (figura 7). Para cada uma das 7 peças que se deseja agrupar, entra-se com o valor x (retirado da base de dados) e chega-se a tabela da figura 8.



Figura 7: Funções de pertinências da máquina 1

Peças	1	2	3	4	5	6	7
tolerância de acabamento	1	1	1	0,8	1	0,1	0,9
capacidade da máquina	1	0	1	1	0	1	1

Figura 8: Pertinências atribuídas

Do mesmo modo que se atribuiu os valores da figura 8, deve-se repetir o processo para todas as máquinas, chegando portanto a m matrizes semelhantes a esta. O mínimo em cada coluna da matriz da figura 7, é o vetor (10), que representa as pertinências relativas à máquina 1 para as 7 peças.

$$\text{máquina 1} [1 \ 0 \ 1 \ 0,8 \ 0 \ 0,1 \ 0,9] \quad (10)$$

Repetindo o processo para as m máquinas serão obtidos m vetores semelhantes ao (10), que formarão a matriz não binária. Se para o exemplo das 7 peças fossem disponíveis um universo de 7 máquinas, após a execução do procedimento, chega-se a matriz não binária da figura 9. Essa matriz que será analisada para se ter uma solução de similaridade de processo.

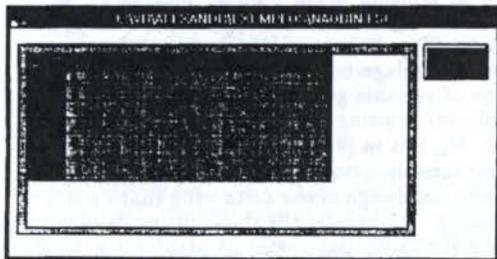


Figura 9: Matriz não Binária.

Com a matriz não binária montada é necessário agora que se utilize o algoritmo de agrupamento para avaliar as possíveis células de fabricação. Zhang e Wang (1992) apresenta a utilização do Rank Order Clustering (ROC) (King 1980) modificado para analisar a matriz da figura 9 e o resultado obtido é:

	Máquinas (células)	Peças (famílias)
1	Y_1, Y_6 e Y_5	X_3, X_1, X_7 e X_4
2	Y_7, Y_2, Y_3 e Y_4	X_2, X_5 e X_6

O interessante de utilizar a matriz não binária é que, após obtido os agrupamentos de máquinas, existe agora a possibilidade de analisar máquinas mais adequadas para o processamento das famílias de peças, além é claro, de poder eliminar as que podem fazer operações semelhantes.

CONCLUSÕES

Buscou-se com este trabalho a síntese do que se pode usar sobre FUZZY para tratar o problema de obtenção de similaridades e que permita a elaboração de um software. O procedimento une técnicas que atendem problemas de similaridades de forma isolada utilizando a mesma base de dados, fato normalmente necessário mas não possível com as ferramentas atuais.

Com este trabalho as seguintes contribuições à Tecnologia de Grupo, em particular ao problema de formação de famílias de peças que considerem incerteza, são obtidas:

- Desenvolvimento de uma base de dados que forneça informações de geometria e manufatura sem utilizar SCC;
- Desenvolvimento de um modelo baseado em FUZZY para a obtenção de similaridades entre peças;
- Utilização da lógica FUZZY para tratar a imprecisão de informações relativas a manufatura, e também com objetivo de formar famílias similares em geometria;

O modelo pode também proporcionar solução para o problema de redução do tempo de setup, uma vez que, devido ao seu processo iterativo, pode recuperar informações de similaridade de processo e geometria juntos. Assim é possível aproveitar estas similaridades para que os tempos de preparação de máquina sejam os menores possíveis. Nota-se então que com as racionalizações possíveis a partir da identificação das similaridades, se está trabalhando para otimizar os recursos da empresa. Finalmente, esta metodologia transformada em um software, traz uma ferramenta interessante para a manufatura de pequenos lotes, consistindo em uma proposta diferente das alternativas atuais.

Este software, como pode ser visto em algumas figuras, foi desenvolvido para o consagrado ambiente gráfico Windows. Através da poderosa linguagem de programação Visual Basic, em sua versão 3, foi possível enriquecer a apresentação de suas telas com palavras destacadas por cores, tamanhos e fontes distintas, além de botões e ícones, tornando dessa forma muito ágil sua utilização. Também, devido ao fato de ser um programa "for Windows" sua etapa de aprendizagem é bastante reduzida, já que a metodologia de utilização dos softwares deste ambiente são muito similares.

Com tudo isso obtem-se uma ferramenta moderna, ágil, de fácil assimilação e com recursos poderosos para a organização da manufatura.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Ariei, D.B.; Triantaphyllou, E. (1992) - "Quantifying data for group technology with weighted fuzzy features". Int. J. Prod. Res. - pp: 1285 - 1299.
- King, J.R. (1980) - "Machine-component grouping in production flow analysis: an approach using a rank order clustering algorithm". Int. J. Prod. Res. 18, no.2 - pp: 213 - 232.
- Montevechi, J.A.B. (1989) - "Tecnologia de Grupo Aplicada ao Projeto de Células de Fabricação" - Florianópolis - UFSC - MSc.
- Montevechi, J.A.B. (1994) - "Formação de famílias de peças prismáticas utilizando lógica Fuzzy" - São Paulo - EP-USP - Doctorate Qualifying Examination.
- Saaty, T. L. (1977) - "A Scaling Method for Priorities in Hierarchical Structures", Journal of Mathematical Psychology - 15 - pp: 234 - 281.
- Xu, H. e Wang, H.P (1989) - "Part family formation for GT applications based on fuzzy mathematics" - Int. J. of Prod. Res. - 27 no. 9 - pp: 1637 - 1651.
- Zhang, C. e Wang, H.P (1992) - "Concurrent Formation of Part Families and Machine Cells Based on the Fuzzy Set Theory" - Journal of Manufacturing Systems -11 - no.11 - pp: 61 - 67.

ABSTRACT

In this article a procedure for obtaining similarities using Fuzzy Logic is described. It permits taking into account uncertainties and ambiguities usually present in manufacturing. Aspects of the data base are presented. Which can aggregate design and manufacture information. How to assign membership to the features that will be analyzed, the similarity analysis to the resemblance relation and part processing information are also presented. This procedure makes it possible the elaboration of one software which will be a interesting tool to the manufacture of small lots, it integrates the informations of design and manufacture and makes possible a rationalization of resources.

INVISCID AND VISCOUS SHAPE DESIGN IN SUPERSONIC FLOW, VIA OPTIMUM - OPTIMORUM THEORY

by ADRIANA NASTASE
Lehr- und Forschungsgebiet Aerodynamik des Fluges, RWTH,
Templergraben 55, 52062 Aachen, Germany

The shape of the flying configuration is global optimized if its camber, twist, thickness and also the similarity parameters of its planform are determined in order to obtain a minimum drag at cruising Mach number. The optimum-optimorum theory of the author solves this problem by using a lower limit hypersurface for the drag functional. A multipoint design is realized by using movable leading edge flaps. The iterative optimum-optimorum theory is used for the computation of the friction drag, for the determination of the viscosity effect in the optimal shape of the flying configuration and to perform the multidisciplinary design.

1. THE OPTIMUM-OPTIMORUM THEORY AND THE INVISCID DESIGN

The inviscid optimal design uses an inviscid flow field as start solver for the optimization. The determination of the optimum-optimorum (OO) shape of the flying configurations (FC) leads to an extended variational problem with free boundary for the inviscid drag functional $C_d^{(i)}$, i.e.

$$C_d^{(i)} \equiv \int_{S(x_1, x_2)} F[x_1, x_2, Z(x_1, x_2)] dx_1 dx_2 = \min. \quad (1)$$

Here the equations $Z(x_1, x_2)$ of the FC's surface and of the contour $S(x_1, x_2)$ of its planform are a priori unknown and are determined by the solving of this extended variational problem. According to the OO-theory [1]-[6] the OO-FC is chosen among a set of admissible FC, which are defined through some common properties. According to this theory two FC belong to the same set if: their downwashes w and w^* (of the thin and thick-symmetrical components of the FC) are piecewise approximated through two superpositions of homogeneous polynomials of the same degree; their planforms are polygons which are related through affine transformations and the shapes of the FC fulfill the same auxiliary conditions. The free parameters of the optimization are the coefficients \tilde{w}_{ij} and \tilde{w}_{ij}^* of the polynomial expansions w and w^* and the similarity parameters ν_i of the FC's planforms. According to the own numerical-analytical method [1]-[12] the lower limit hypersurface of the drag functional is defined, i.e.

$$(C_d^{(i)})_{opt} = f(\nu_i) \quad (2)$$

The location of the minimum of this hypersurface gives the best values of the similarity parameters ν_i and the optimal FC corresponding to this set of ν_i is the OO-FC of the set. In [1]-[12] own potential solutions are used as start solutions for the optimization and good suited geometrical and aerodynamical auxiliary conditions are used for the design of the inviscid OO-shapes of the following three FC: the del-

ta wing alone Adela (Fig. 1a,b) and (Fig. 2a) (optimized at cruising Mach number $M_\infty = 2$), as in [1]-[6], the integrated delta wing-fuselage configuration Fadet (Fig. 2b), as in [6]-[8] and the integrated delta wing-fuselage-movable leading edge flaps configuration of variable geometry Varidela optimized at two different cruising Mach numbers M_∞^* and M_∞ ($M_\infty^* < M_\infty$) as in [9]-[12], by using open (Fig. 2c) and, respectively, retracted flaps (Fig. 2b). The inviscid optimal design of the delta wing shape's is further treated. Let us refer the thick, lifting delta wing with the similarity parameter of planform $\nu = B\ell$ (with $B = \sqrt{M_\infty^2 - 1}$ and $\ell = \ell_1/h_1$ with ℓ_1 the maximal half-span and h_1 the maximal depth) to a three-orthogonal system of coordinates $Ox_1x_2x_3$ having the vertex O at the apex of the wing. The Ox_1 -axis has the direction tangent at the skeleton surface on the apex of the wing, in the symmetry-plane Ox_1x_3 of the wing. The undisturbed velocity V_∞ is contained in this plane. The downwashes \tilde{w} and \tilde{w}^* are expressed in the form of superposition of homogeneous polynomials in \tilde{x}_1 and \tilde{x}_2 on the planform of the wing, which is flattened in the plane Ox_1x_2 . It results in

$$\begin{aligned} \tilde{w} &= \sum_{m=1}^N \tilde{x}_1^{m-1} \sum_{k=0}^{m-1} \tilde{w}_{m-k-1,k} |\tilde{y}|^k, \\ \tilde{w}^* &= \sum_{m=1}^N \tilde{x}_1^{m-1} \sum_{k=0}^{m-1} \tilde{w}_{m-k-1,k}^* |\tilde{y}|^k. \end{aligned} \quad (3a,b)$$

The axial disturbance velocities u and u^* for the delta wing components with subsonic leading edges are, as in [1]-[5], [19] of the form:

$$\begin{aligned} u &= \ell \sum_{n=1}^N \tilde{x}_1^{n-1} \left\{ \sum_{q=1}^{B(\frac{n-1}{2})} \tilde{C}_{n,2q} \tilde{y}^{2q} \cosh^{-1} \sqrt{\frac{1}{\tilde{y}^2}} + \right. \\ &\left. \sum_{q=0}^{E(\frac{n}{2})} \frac{\tilde{A}_{n,2q} \tilde{y}^{2q}}{\sqrt{1-\tilde{y}^2}} \right\} \end{aligned} \quad (4)$$

$$u^* = \ell \sum_{n=1}^N \bar{x}_1^{n-1} \left\{ \sum_{q=1}^{E(\frac{n-1}{2})} \bar{C}_{n,2q}^* \bar{y}^{2q} \cosh^{-1} \sqrt{\frac{1}{\nu^2 \bar{y}^2}} \right. \\ \left. + \sum_{q=0}^{n-1} \bar{H}_{nq}^* \bar{y}^q [\cosh^{-1} M_1 + (-1)^q \cosh^{-1} M_2] + \right. \\ \left. \sum_{q=0}^{E(\frac{n-2}{2})} \bar{D}_{n,2q}^* \bar{y}^{2q} \sqrt{1 - \nu^2 \bar{y}^2} \right\} \quad (5) \\ \left(M_{1,2} = \sqrt{\frac{(1+\nu)(1 \mp \nu \bar{y})}{2\nu(1 \mp \bar{y})}} \right)$$

Here is $\bar{x}_1 = x_1/h_1$, $\bar{x}_2 = x_2/\ell_1$, $\bar{x}_3 = x_3/h_1$, $w = \bar{w}$, $w^* = \bar{w}^*$, $u = \ell \bar{u}$, $u^* = \ell \bar{u}^*$. The coefficients $\bar{A}_{n,2q}$, $\bar{C}_{n,2q}$ and \bar{H}_{nq}^* , $\bar{D}_{n,2q}$, $\bar{C}_{n,2q}^*$ of \bar{u} and \bar{u}^* are related to the coefficients \bar{w}_{ij} , \bar{w}_{ij}^* of \bar{w} and \bar{w}^* i.e.

$$\bar{A}_{n,2q} = \sum_{j=0}^{n-1} \bar{a}_{2q,j}^{(n)} \bar{w}_{n-j-1,j} \\ \bar{H}_{nq}^* = \sum_{j=0}^{n-1} \bar{h}_{qj}^{*(n)} \bar{w}_{n-j-1,j}^* \quad \text{etc.} \quad (6)$$

The coefficients $\bar{a}_{2q,j}^{(n)}$, $\bar{c}_{2q,j}^{(n)}$, $\bar{h}_{qj}^{*(n)}$, $\bar{d}_{2q,j}^{(n)}$, $\bar{c}_{2q,j}^{*(n)}$ of these linear and homogeneous relations are non-linear functions only of ν . Let us firstly perform the optimal inviscid design of the thin delta wing as in [1]-[6]. The optimal values of the coefficients \bar{w}_{ij} , for a given value of ν , are obtained by setting the drag functional

$$C_d \equiv \ell \sum_{n=1}^N \sum_{m=1}^N \sum_{k=0}^{m-1} \sum_{j=0}^{n-1} \bar{\Omega}_{nmkj} \bar{w}_{m-k-1,k} \bar{w}_{n-j-1,j} \\ = \min. \quad (7)$$

with the following auxiliary conditions: the lift coefficient C_l is given and the Kutta condition on subsonic leading edge (i.e. $u_{y-1} = 0$) is fulfilled, in order to suppress the induced drag at cruising Mach number M_∞ , i.e.

$$\bar{C}_l \equiv \sum_{n=1}^N \sum_{j=0}^{n-1} \bar{\Lambda}_{nj} \bar{w}_{n-j-1,j} = \frac{C_{l0}}{\ell} \\ \bar{F}_n \equiv \sum_{j=0}^{n-1} \bar{\Psi}_{nj} \bar{w}_{n-j-1,j} = 0 \quad (8a,b)$$

with $n = 0, 1, \dots, (N-1)$. The coefficients \bar{w}_{ij} and the Lagrange's multipliers $\lambda^{(1)}$ and λ_n are given by the solving of the following algebraic system as in [1]-[6]:

$$\sum_{n=1}^N \sum_{j=0}^{n-1} [\bar{\Omega}_{n,\theta+\sigma+1,\sigma,j} + \bar{\Omega}_{\theta+\sigma+1,n,j,\sigma}] \bar{w}_{n-j-1,j} + \\ \lambda^{(1)} \bar{\Lambda}_{\theta+\sigma+1,\sigma} + \lambda_{\theta+\sigma+1} \bar{\Psi}_{\theta+\sigma+1,\sigma} = 0 \quad (9)$$

with $1 < \theta + \sigma + 1 < N$, $\theta = 0, 1, \dots, (N-1)$. The optimal values of the coefficients \bar{w}_{ij}^* , for a gi-

ven ν are obtained by setting the corresponding drag functional

$$C_d^* \equiv \ell \sum_{n=1}^N \sum_{m=1}^N \sum_{k=0}^{m-1} \sum_{j=0}^{n-1} \bar{\Omega}_{nmkj}^* \bar{w}_{m-k-1,k}^* \bar{w}_{n-j-1,j}^* \\ = \min. \quad (10)$$

with the following auxiliary conditions: the given relative volume ($\tau_0 = V_0/S_0^{3/2}$) and the cancellation of the thickness along the leading edge, i.e.

$$\bar{r}^* \equiv \sum_{m=1}^N \sum_{k=0}^{m-1} \bar{r}_{mk}^* \bar{w}_{m-k-1,k}^* = \tau_0 \sqrt{\ell} \\ \bar{E}_i^* \equiv \sum_{m=i+1}^N \sum_{k=0}^{m-1} \bar{d}_{mk}^{*(i)} \bar{w}_{m-k-1,k}^* = 0. \quad (11a,b)$$

with $t = 0, 1, \dots, (N-1)$. The coefficients \bar{w}_{ij}^* and the Lagrange's multipliers $\mu^{(1)}$ and μ_t are given by the solving of the following algebraic system as in [1]-[6]:

$$\sum_{n=1}^N \sum_{j=0}^{n-1} [\bar{\Omega}_{n,\theta+\sigma+1,\sigma,j}^* + \bar{\Omega}_{\theta+\sigma+1,n,j,\sigma}^*] \bar{w}_{n-j-1,j}^* + \\ \mu^{(1)} \bar{r}_{\theta+\sigma+1,\sigma}^* + \sum_{t=0}^{N-1} \mu_t \bar{d}_{\theta+\sigma+1,\sigma}^{*(t)} = 0 \quad (12)$$

with $1 < \theta + \sigma + 1 < N$, $\theta = 0, 1, \dots, (N-1)$. The equations (9) and (12) are coupled through the parameter ν . The hybrid numerical-analytical method allows, as in [1]-[6], the numerical decoupling of these equations which are strongly non-linear in ν . Instead to solve a non-linear system a cascade of linear systems, obtained by giving several discrete values to ν ($0 < \nu < 1$), are solved. The lower-limit curve of the inviscid drag ($C_d^{(i)} \text{opt} = f(\nu)$) is obtained. Each point of this curve is analytically obtained by the solving of a variational problem with given boundary (i.e. given ν). The location of the minimum of this curve is numerically determined and is the optimal value of ν ($\nu = \nu_{opt}$). If ν_{opt} is introduced in (9), (12) the best values of \bar{w}_{ij} and \bar{w}_{ij}^* are obtained.

2. THE ITERATIVE OPTIMUM-OPTIMORUM THEORY AND THE VISCOUS DESIGN

An iterative OO-theory is here proposed as in (Fig. 3). The inviscid OO-shape of the FC, represents now the first step in the iterative shape optimization process. An intermediate computational checking of the inviscid OO-shape is made with an own zonal potential/three-dimensional boundary layer viscous solver as in [15]-[19]. The shear stress and the skin friction coefficients τ_w , $C_d^{(f)}$ of the FC are determined. The viscosity coefficient μ_w depends on the temperature T. The inviscid OO-shape is checked also for the thermal and structural point of view. Additional auxiliary conditions introduced for thermal, structural or boundary layer reasons can occur. In the second step of optimization the predicted inviscid optimized shape of the configuration is corrected by including these supplementary auxiliary conditions in the variational problem and of the friction

coefficient in the drag functional. The iterative optimization process is repeated until the maximal local modification of the shape in two consecutive optimization steps presents no significant change. Let us denote δ^+ and δ^- the dimensionless thicknesses of the boundary layers on the upper and lower sides of the delta wing. The slopes of boundary layer thicknesses δ^+ and δ^- in the Ox_1 - direction are expressed in a form of superposition of homogeneous polynomials as in [18]-[20] i.e.

$$\frac{\partial \delta^+}{\partial \bar{x}_1} = \sum_{m=1}^N \bar{x}_1^{m-1} \sum_{k=0}^{m-1} \bar{\delta}_{m-k-1,k}^+ |\bar{y}|^k$$

$$\frac{\partial \delta^-}{\partial \bar{x}_1} = \sum_{m=1}^N \bar{x}_1^{m-1} \sum_{k=0}^{m-1} \bar{\delta}_{m-k-1,k}^- |\bar{y}|^k \quad (13a,b)$$

The modified downwashes \bar{w}_1 and \bar{w}_1^* due to the solidification of the boundary layer are of the following form:

$$\bar{w}_1 = \sum_{m=1}^N \bar{x}_1^{m-1} \sum_{k=0}^{m-1} \bar{w}_{m-k-1,k}^{(1)} |\bar{y}|^k$$

$$\bar{w}_1^* = \sum_{m=1}^N \bar{x}_1^{m-1} \sum_{k=0}^{m-1} \bar{w}_{m-k-1,k}^{*(1)} |\bar{y}|^k \quad (14a,b)$$

The modified coefficients in these formulas of \bar{w}_1 and \bar{w}_1^* are

$$\bar{w}_{ij}^{(1)} = \bar{w}_{ij} + \frac{1}{2}(\bar{\delta}_{ij}^+ - \bar{\delta}_{ij}^-)$$

$$\bar{w}_{ij}^{*(1)} = \bar{w}_{ij} + \frac{1}{2}(\bar{\delta}_{ij}^+ + \bar{\delta}_{ij}^-) \quad (15a,b)$$

The modified axial disturbance velocities u_1 and u_1^* at the edge of boundary layer, are obtained by replacing in (3a,b)-(6) the inviscid coefficients \bar{w}_{ij} , \bar{w}_{ij}^* with the modified one $\bar{w}_{ij}^{(1)}$, $\bar{w}_{ij}^{*(1)}$. The axial, lateral and vertical velocities u_δ , v_δ , w_δ in the boundary layer are written in spectral forms

$$u_\delta = u_\epsilon \sum_{i=1}^N u_i \eta^i, \quad v_\delta = v_\epsilon \sum_{i=1}^N v_i \eta^i$$

$$w_\delta = w_\epsilon \sum_{i=1}^N w_i \eta^i \quad (16a-c)$$

Hereby are u_ϵ , v_ϵ , w_ϵ the inviscid axial, lateral and vertical velocities at the edge of the boundary layer and $\eta = [x_3 - Z(\bar{x}_1, \bar{x}_2)]/\delta(\bar{x}_1, \bar{x}_2)$. The non-slip conditions on the wing's surface (i.e. $u_\delta = v_\delta = w_\delta = 0$ for $\eta = 0$) are automatically satisfied. The matching conditions with the potential flow, at the edge of the boundary layer $\eta = 1$, are $u_\delta = u_\epsilon$, $u_\delta' = u_\epsilon'' = 0$; $v_\delta = v_\epsilon$, $v_\delta' = v_\epsilon'' = 0$, $w_\delta = w_\epsilon$ and lead to the relations among the coefficients u_i , v_i , w_i :

$$\sum_{i=1}^N u_i = 1, \quad \sum_{i=1}^N i u_i = 0, \quad \sum_{i=1}^N i(i-1) u_i = 0,$$

$$\sum_{i=1}^N v_i = 1, \quad \sum_{i=1}^N i v_i = 0, \quad \sum_{i=1}^N i(i-1) v_i = 0,$$

$$\sum_{i=1}^N w_i = 1 \quad (17a-g)$$

The continuity, the impulse, the physical gas and the energy equations are used as in [13], [14]. Further, in the boundary layer is $p = p_\epsilon(x_1, x_2)$. The physical gas equation and an exponential law for the dependence of the viscosity μ on the absolute temperature T are used to eliminate T and μ from the impulse equations. These equations, written in N_1 chosen points P_k in the boundary layer are:

$$\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N u_i (A_{ijk}^{(1)} u_j + B_{ijk}^{(1)} v_j + C_{ijk}^{(1)} w_j) = D_k^{(1)} +$$

$$\sum_{i=1}^N (A_{ik}^{(1)} u_i + B_{ik}^{(1)} v_i + C_{ik}^{(1)} w_i),$$

$$\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N v_i (A_{ijk}^{(2)} u_j + B_{ijk}^{(2)} v_j + C_{ijk}^{(2)} w_j) = D_k^{(2)} +$$

$$\sum_{i=1}^N (A_{ik}^{(2)} u_i + B_{ik}^{(2)} v_i + C_{ik}^{(2)} w_i),$$

$$\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N w_i (A_{ijk}^{(3)} u_j + B_{ijk}^{(3)} v_j + C_{ijk}^{(3)} w_j) =$$

$$\sum_{i=1}^N C_{ik}^{(3)} w_i \quad (18a-c)$$

The equations (18a-c) and (17a-f) form a quadratic algebraic system with respect to the coefficients u_i , v_i , w_i . The coefficients $A_{ijk}^{(m)}$, $B_{ijk}^{(m)}$, $C_{ijk}^{(m)}$ in this system depend on the positions of the points P_k and on δ . The coefficients $A_{ik}^{(m)}$, $B_{ik}^{(m)}$, $C_{ik}^{(m)}$, $D_k^{(m)}$ depend, additionally, on ρ . If δ and ρ are at the beginning guessed in $N_1 = N-2$ points P_k of the boundary layer the $3N$ coefficients u_i , v_i , w_i are obtained by solving the system given above. The equation (17g) and the continuity equation are used to correct ρ and δ in the higher order iteration loops. The shear stress τ_w at the wall and the global friction drag coefficient $C_d^{(f)}$ of the delta wing are

$$\tau_w = \mu \frac{\partial u_\delta}{\partial \eta} \Big|_{\eta=0} = \mu u_1 u_\epsilon$$

$$C_d^{(f)} = 8 \nu_f u_1 \int_{\partial \bar{\lambda}, \bar{c}} u_\epsilon \bar{x}_1 d\bar{x}_1 d\bar{y} \quad (19a,b)$$

The viscous optimized shape of the delta wing obtained after the performing of the second iteration of the optimal design presents non-significant change except on its rear part which is thicker and more cambered than the inviscid one. The iterative OO-theory is able to compute the total drag $C_d^{(t)} = C_d^{(f)} + C_d + C_d^*$ which is 40 % greater than the inviscid drag (at $M_\infty = 2$, $\alpha = 0^\circ$).

REFERENCES

- 1 NASTASE, A.: Forme Aerodinamice Optime prin Metoda Variatională, Ed. Acad. Romana 1969.

2 NASTASE, A.: Utilizarea Calculatoarelor in Optimizarea Formelor Aerodinamice, Ed. Acad. Romana 1973.

3 NASTASE, A.: Eine graphisch-analytische Methode zur Bestimmung der Optimum-Optimorum Form des dünnen Deltaflügels in Überschallströmung, R.R.S.T.-S.M.A., Nr. 1, Tome 19, 1974.

4 NASTASE, A.: Eine graphisch-analytische Methode zur Bestimmung der Optimum-Optimorum Form des symmetrisch-dicken Deltaflügels in Überschallströmung, R.R.S.T.-S.M.A., Nr. 2, Tome 19, 1974.

5 NASTASE, A.: Die Theorie des Optimum-Optimorum Tragflügels im Überschall. ZAMM 57, 1977.

6 Nastase, A.: Wing Optimization and Fuselage Integration for Future Generation of Supersonic Aircraft, Israel Journal of Technology, Jerusalem 1985.

7 NASTASE, A.: Computation of Fully-Optimized Wing-Fuselage Configuration for Future Generation of Supersonic Aircraft, Proc. of IMSE 86, Hemisph. Publ. Corp., Washington D.C., 1986. (Ed. F. Payne, C. Corduneanu, A. H. Sheikh, T. Huang).

8 NASTASE, A.: Optimum-Optimorum Integrated Wing-Fuselage Configuration for Supersonic Transport Aircraft of Second Generation, Proc. of 15th ICAS Congress, London, UK, 1986.

9 NASTASE, A.: The Design of Optimum-Optimorum Shape of Space Vehicle, Proc. of the I. Internat. Conf. on Hypersonic Flight in the 21st Century (Ed. E. Higbee, J.A. Vedda), Univ. of North Dakota, Grand Forks (1988).

10 NASTASE, A.: The Design of Supersonic Aircraft and Space Vehicles by Using Global Optimization Techniques, Collection of Technical Papers ISCFD, Nagoya, 1989.

11 NASTASE, A.: The Optimum-Optimorum Shape of the Space Vehicle of Variable Geometry of Minimum Drag at two Cruising Mach Numbers, Proc. of High Speed Aerodynamics II, 1990 (Ed. A. Nastase).

12 NASTASE, A.: The Design of Fully-Integrated Shape of Intercontinental Supersonic Transport Aircraft of the Second Generation by Using the Global Optimization Techniques, ICAS-Proc. 1990, Stockholm.

13 YOUNG, A.D.: Boundary Layers, Blackwell Scientific Publications London, 1989.

14 SCHLICHTING, H.: Boundary Layer Theory, Mc. Graw-Hill, 1979.

15 NASTASE, A.: The Aerodynamic Design Via Iterative Optimum-Optimorum Theory, Proc. of the IV. Intern. Symposium on Computational Fluid Dynamics, Vol. III, California Davis (1991).

16 NASTASE, A.: The Design of Fully-Optimized Configurations by Using the Iterative Optimum-Optimorum Theory, ZAMM, 72, (1992).

17 NASTASE, A.: The Determination of Hybrid Analytical-Numerical Solutions for the Three-Dimensional Compressible Boundary Layer Equations, ZAMM, 73, (1993).

18 NASTASE, A.: Spectral Solutions for the Three-Dimensional Boundary Layer and Their Application for the Optimal Viscous Design, Proc. of the 5th Intern. Symposium on Computational Fluid Dynamics, Sendai 1993 (Ed. H. Daiguji).

19 NASTASE, A.: Computation of Flying Configuration in Supersonic Flow. Mainz Printing House, Aachen 1995, 300 p.

FIGURES

FULLY - OPTIMIZED DELTA WING ADELA

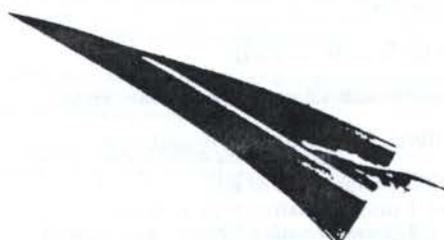
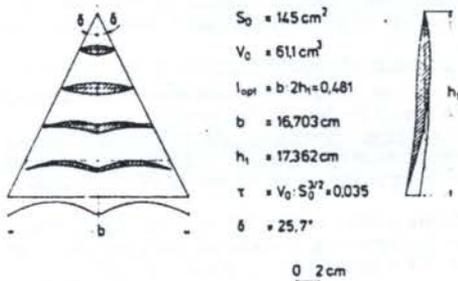


Fig. 1a,b

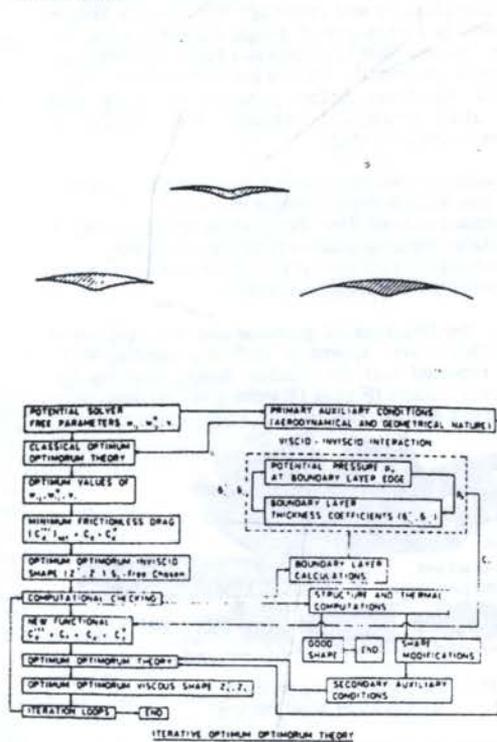


Fig. 2a-c, Fig. 3

OPTIMAL DESIGN OF A SEQUENTIAL PROCESS FOR PARTS FEEDING

Hong LI, Marc DAHAN

Laboratoire de Mécanique Appliquée, associé au CNRS
24, Chemin de l'Épitaphe, 25030 BÉSANCON Cedex - France

SUMMARY

In the designing practice of vibratory bowl feeders, we encounter three types of problems: the first one treats parts for which feeding solutions are known and registered in a catalogue of design and fabrication; the second one concerns parts belonging to a family for which we know a typical solution; the last one indicates parts we do not know their solutions before starting a study and experimentation process. It is for the last type of problem that we propose a computer-aided design approach. It consists of modelling the orienting process of parts and associating this modelling with human designer's experience to obtain the *most probable solution*. To obtain it, an oriented network is constituted. Its nodes and paths represent respectively part states and orienting operations which include human designer's intuitive judgements.

I - INTRODUCTION

For designing automatic assembly systems, one of the fundamental points is to give a parts feeding solution. Actually, vibratory bowl feeders are principally used for this purpose. Their design can be divided into two phases: one is for designing the orienting subsystem; another is for the feeding subsystem. The first phase is more important because it determines the whole design. In this designing practice, we encounter three types of problems: the first one treats parts for which feeding (feeding and orienting) solutions are known and registered in a catalogue of design and fabrication; the second one concerns parts belonging to a family for which we know a typical solution; the last one indicates parts we don't know their solutions before starting a study and experimentation process. In general, their resolution mechanisms are the following:

- mechanism of level zero: the solution is the same as that used in the past without any adaptation or change;
- mechanism of level one: the solution is obtained by a known similarity-based adaptation of the past solutions;
- mechanism of level two: it is a study and experiment process depending on application domains.

It is for the last type of problem that we propose a computer-aided design approach. Before presenting it, it should be repeated that the feeding design problem by vibratory bowl feeders (Figure 1): parts given in bulk, they must remain in a defined position, with a determined cadence.



Figure 1: The parts feeding problem by vibratory bowl feeders.

II - ORIENTING PROCESS MODELLING

The state of the parts in bulk is represented by e_0 . At the start of the bowl track, there is a set of possible states of parts:

$$E_c = \{e_1, e_2, e_3, \dots, e_{NE}\}$$

and an associated set of values for each state probability of appearance:

$$P_c = \{p(e_1), p(e_2), p(e_3), \dots, p(e_{NE})\}, \text{ with}$$

$$\sum_{i=1}^{NE} p(e_i) = 1 \quad (1)$$

The probability of a state after being processed by an orienting operation is noted by $p'(e_j)$. For an industrial application, there is an imposed final set corresponding to a defined state:

$$E_{cf} = \{e_f\}, e_f \in E_c.$$

Three orienting processes of parts can be distinguished:

- "pu" the useful orienting process: E_c becomes E_{cf} if applying this type of process. The set of such a process is noted PU;
- "pa" the admissible orienting process: a "pu" satisfying a following condition: $p'(e_f) \geq \eta$, η the efficiency of an orienting process. PA is used for the set of the process;
- "pi" the useless orienting process: an element of the set PI is the complement of PU in PT, where PT is a set of all possible orienting processes. An element of PT is noted "pt".

Considering a states vector: $VE = (e_1, e_2, \dots, e_i, \dots, e_{NE})$, we have, in the beginning, a vector of states probability of appearance: $VP = (p(e_1), p(e_2), \dots, p(e_i), \dots, p(e_{NE}))$

VE and VP are associated with E_c and P_c . After an useful orienting process, the vector of states probabilities of appearance will be:

$$VP_f = (0, 0, \dots, 0, \dots, p'(e_f))$$

We associate with VE an orienting function vector:

$$FT = (f(e_1), f(e_2), \dots, f(e_i), \dots, f(e_{NE})), \text{ with}$$

$$f(e_i) = \begin{cases} 0 & (\text{suppression of } e_i), \\ 1 & (\text{transformation from } e_i \text{ to } e_f), \\ 2 & (\text{transformation from } e_i \text{ to } e_k, e_k \neq e_f). \end{cases}$$

On supposing that e_f can not be neither transformed into anything else, nor rejected during an orienting process, the space of FT is $\{0,1,2\}^{NE-1}$. Obviously, each point of this space corresponds to a *pt*. The cardinal of PT is, therefore,

equal to 3^{NE-1} .

Referring to the precedent definition, the elements of PI correspond to the following processes: *either they do not conduct to ef, or they can not be considered realist.*

We have, therefore, a calculating formula for PU (the orienting processes corresponding to those formed only by either "0" or "2"):

$$\text{Cardinal}(PU) = 3^{NE-1} - 2^{NE-1} + 1 \quad (2)$$

The problem now is how to obtain automatically PA and to deduce the optimal one.

To resolve this problem, we propose a following approach [LI, 1994]:

- identifying the part to be fed and defining their possible states and associated probabilities of appearance;
- generating PU according to the precedent model;
- determining subjective judgements about possible orienting operations;
- researching the "pa" that will most probably be accepted and realised (Figure 2).

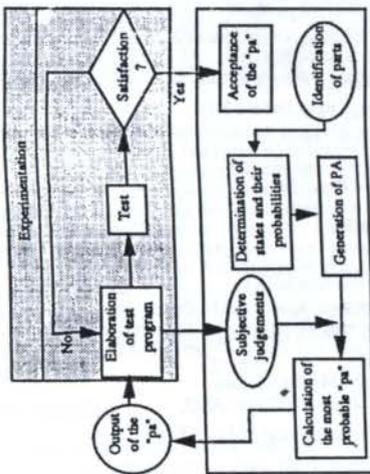


Figure 2: The proposed approach.

It is indicated that to accomplish the first step, a classification system must be used. We have adopted that proposed by Boothroyd [1976] which characterises parts in three levels.

III - ALGORITHM

3.1 - Hypothesis

While there is no solution with the mechanism at level zero or one, an attempt is made to obtain a solution by the proposed approach as presented above. In this moment, a human designer can follow his intuition depending on past experience. So, we make the following hypothesis:

For a new part, human designer can give some subjective judgements and their related coefficients of feasibility about some possible orienting operations.

3.2 - Representation of Subjective Judgements

A subjective judgement takes such a form as the following:

For two states e_i and e_j , one affirms that a transformation of e_i to e_j can be done by some orienting device with a coefficient of feasibility (FC) X %.

This type of judgement represents a sort of experience, but uncertain. A coefficient of feasibility takes values from 0 to 100%. The greater the FC, the more certain is affirmation.

If FC=50%, that means neither *yes* nor *no*.

To make the calculation of coefficients of feasibility easier, subjective judgements were represented by the following matrix $MJS_{n \times n}$, called Subjective Judgements Matrix:

	e_1	e_2	...	e_{ne}
e_1	Device y11 with FC 60	Any judgement with FC 50	...	
e_2	Any judgement with FC 50	Device y22 with FC 75	...	
...				
e_{ne}	

Note: m_{jij} represents an affirmed transformations between e_i and e_j ($i \neq j$) or a suppressions of e_i ($i=j$) by human designer.

It is noted that a $MJS_{n \times n}$ regroups and reflects the know-how that human designers possess with respect to a new part.

3.3 - Calculating of Coefficients of Feasibility

Two factors are apparent in this type of calculation: one is the type of expression comprising uncertain variables (chaining, numeric or logic); the other concerns an explanation on how to do its calculations.

For our application, we only do calculations between numeric variables. Calculating methods can be, for example, *Minimum, Product, Average or Balance* according to the cases. It is worth noting that the methods *Average* and *Balance* always give coefficients of feasibility between extremities of *Minimum* and *Product*.

Example: To calculate the FC of z when $x = 12$ with FC 40, $y = 80$ with FC 70, $z = 2x + y$

Method	Minimum	Product	Average	Balance
FC(x)	40	40	40	40
FC(2)	100	100	100	100
FC(2x)	Min(40, 100)=40	40*100/100=40	Min(40, 100)+40*100/100=2=40	(40*100/100)*2=Max(40, 100)/100=40
FC(y)	70	70	70	70
FC(z)	Min(40, 70)=40	40*70/100=28	(Min(40, 70)+40*70/100)/2=34	(40*70/100)*2=Max(40, 70)/100=36

Now, let us present an algorithm which obtains the "pa" which is most likely to be accepted.

3.4 - An Algorithm To Obtain The "pa"

Notations

$T(pa)$ type of "pa", we distinguish 5 types ($T_1...T_5$)

FC(y) coefficient of feasibility of y

FC0et1(pa_i) the fixed part of a coefficient of feasibility for i-th "pa"

FC2(pa_i) The other variable part of the coefficient of feasibility for i-th "pa", that is to say $FC(pa_i) = (Min(FC0et1(pa_i), FC2(pa_i)) + FC0et1(pa_i) * FC2(pa_i)) / 100/2$

Num0, Num1 or Num2 the numbers of the operations "0", "1" or "2" in a given "pa"

$X0 = \{e_i; i=1, \dots, Num0\}$ for a given "pa", the set of the state applied by the operation "0"; in the similar way, we define $X1$ and $X2$

PNum2 permutation of Num2 belonging to X2

pa_{pi} the p-th case of PNum2 for i-th "pa"

Max(y) maximum of y

N_{pa} $X1 \cup X2 \cup \{ef\}$

A_{pa} on given N_{pa} , a set of the paths determined by a "pa"

C_{pa} positive integer function defined on A_{pa} : The values of this function are obtained by

(100-values corresponding to FC of a matrix $MJS_{n \times n}$)

N_{pa} triplet $[N_{pa}, A_{pa}, C_{pa}]$ (an oriented network for a

given "pa")

$P(e_j, e_f)$ the shortest oriented path from e_j to e_f for p -th case in the given N_{pa}

Terms of the problem

Considering a set PA and a matrix $MJS_{n \times n}$, the problem consists of determining the most probable "pa" to be accepted and realised. All the conditions implied should be satisfied by the proposed modelling of the orienting process.

Calculating method of coefficients of feasibility

The method used is that *Average* as presented above.

Two different situations

There are two different situations that need to be treated by two different algorithms:

- first situation: $T(pa) \in \{T_1, T_2, T_4\}$, that is to say this type of "pa" does not comprise any transformations of the type "2".
- second situation: $T(pa) \in \{T_3, T_5\}$, that is to say this type of "pa" comprises at least one transformation of the type "2".

Algorithm for the first situation

In this case, a "pa" has only one coefficient of feasibility. The problem consists of comparing all obtained "pa".

- $FCMAX_1 = 0$
- For $T(pa_j) \in \{T_1, T_2, T_4\}$ Do
 - $FC0et1(pa_j) = 100$
 - For $j = 1 \text{ à } (NE-1)$ Do
 - $FC0et1(pa_j) = (\text{Min}(FC0et1(pa_j), FC(e_j)) + FC0et1(pa_j) * FC(e_j) / 100) / 2$
 - $j = j + 1$
 - End_For-Do
 - If $FC0et1(pa_j) > FCMAX_1$ Then
 - $FCMAX_1 = FC0et1(pa_j)$
 - Otherwise
 - $i = i + 1$
 - End_If
- End_For-Do

The result $FCMAX_i$ is interpreted so: i -th pa is the solution with maximum coefficient of feasibility of all "pa" belonging to $\{T_1, T_2, T_4\}$.

Algorithm for the second situation

This situation is more complex than the first one, because a "pa" can have lots of coefficients of feasibility which depend on realisations of orienting operations of the type "2".

The algorithm consists of two steps:

- first step: for each "pa", transforming all states implied by orienting operation of the type "2" into other states to calculate the maximum coefficient of this "pa":
- second step: all maximal coefficients of feasibility are compared to obtain the maximum effect;

In others words, the problem is: $\text{Max}(\text{Max}(FC(pa_j)))$, i from 1 up to the number of "pa" in this situation.

Obviously, the first step of the calculation is crucial. We pay particular attention to it. A global algorithm for it is given below.

- For given N_{pa} Do
 - 1°) Find the shortest oriented paths between any two nodes (Appendices II)
 - $FC0et1(pa_j) = 100$
 - $FC0et1(pa_j) = (\text{Min}(FC0et1(pa_j), FC(e_j)) + FC0et1(pa_j) * FC(e_j) / 100) / 2$, with $e_j \in X_0 \cup X_1$
 - 2°) Calculate $\text{Max}(FC_2(pa_j))$
- End_For-Do

$$3^\circ) \text{Max}(FC(pa_j)) = (\text{Min}(FC0et1(pa_j), FC2MAX(pa_j)) + FC0et1(pa_j) * FC2MAX(pa_j) / 100) / 2$$

For the step 2°), the following gives it's details:

- For p -th case of the P_{Num2} for a "pa" Do
 - 1°)
 - $FC2Max(pa_j) = 0$; $k = 1$; $FC_2(pa_{pi}) = 100$;
 - $X2_k = X_2$; $X2_{temp} = \emptyset$
 - Take the k -th state e_{kpi} in this p -th case
 - Find e_{kx} : $\text{Min}(P(e_{kpi}, e_{kx}))$
 - $X2_{kpi} = \{e: e \in P(e_{kpi}, e_{kx}) \text{ and } e \in X_1\}$
 - $FC_2(pa_{pi}) = (\text{Min}(FC_2(pa_{pi}), FC(e_j)) + FC_2(pa_{pi}) * FC(e_j) / 100) / 2$, with $e_j \in P(e_{kpi}, e_{kx})$ and $e_j \in X_1$
 - If $X2_{kpi} \neq X2_k$ Then
 - 2°)
 - $k = k + 1$
 - $X2_k = X2_{(k-1)} - X2_{(k-1)pi}$
 - If $X2_k \neq \emptyset$ Then
 - 3°)
 - Take the k -th state e_{kpi}
 - Find e_{kx} : $\text{Min}(P(e_{kpi}, e_{kx}))$
 - $X2_{kpi} = \{e: e \in P(e_{kpi}, e_{kx}) \text{ and } e \in X_1\}$
 - $FC_2(pa_{pi}) = (\text{Min}(FC_2(pa_{pi}), FC(e_j)) + FC_2(pa_{pi}) * FC(e_j) / 100) / 2$, with $e_j \in P(e_{kpi}, e_{kx})$ and $e_j \in X_1$
 - If $e_{kx} \in X2_{kpi}$ Then
 - $X2_{temp} = X2_{temp} \cup \{e_{kpi}\}$
 - $X2_{kpi} = X2_{kpi} - \{e_{kx}\}$
 - Otherwise
 - Go to step 2°)
 - End_If
 - Otherwise
 - 4°) Take the last state in this p -th case $e_{(k-1)pi}$
 - Find e_{kx} : $\text{Min}(P(e_{(k-1)pi}, e_{kx}))$ with $e_{kx} \in X2_{temp}$
 - $FC_2(pa_{pi}) = (\text{Min}(FC_2(pa_{pi}), FC(e_j)) + FC_2(pa_{pi}) * FC(e_j) / 100) / 2$, with $e_j \in P(e_{(k-1)pi}, e_{kx})$ and $e_j \in X_1$
 - End_If
 - End_If
 - If $FC_2(pa_{pi}) > FC2MAX(pa_j)$ Then
 - $FC2MAX(pa_j) = FC_2(pa_{pi})$
 - End_If
 - $p = p + 1$
 - End_For-Do

IV - EXAMPLE

Presented below is an example on how to use the mechanism of level two that we have developed.

Conditions

- $VE = (a, b, c, d, e, f)$
- $VP = (0,42, 0,28, 0,17, 0,07, 0,04, 0,02)$
- $VP_f = (0, 0, 0, 0, 0, p'(a))$
- $L_m = 1,73$ cm (average length of the part)
- $V = 210$ cm/min (average transporting velocity)
- $p'(a) \geq \eta = V_m \times L_m / V$ (η : required orienting efficiency)

We give six examples for different average feeding cadences and different subjective judgement matrices:

- Case 1
 - $V_m = 51$ parts/min (average feeding cadence),
 - $MJS_{6 \times 6}$ is given in Appendices III (a).
- Case 2
 - $V_m = 65$ parts/min,
 - $MJS_{6 \times 6}$ the same as the first one.
- Case 3
 - $V_m = 51$ parts/min,

MJS_{6x6} is given in Appendices III (b).

• **Case 4**

$V_m = 65$ parts/min,

MJS_{6x6} is the same as the precedent.

• **Case 5**

$V_m = 100$ parts/min,

MJS_{6x6} is the same as the precedent.

• **Case 6**

$V_m = 100$ parts/min,

MJS_{6x6} is given in Appendices III (c).

The results of the calculation are given in the following table:

	Max (FC(pa))	Related "pa"	Type of the "pa"	Sequence about the first state applied by operation "2"	Sequence about the second state applied by operation "2"
		a b c d e f			
Case 1	16	0 0 0 0 0	T1	Nothing	Nothing
Case 2	16	1 0 0 0 0	T2	Nothing	Nothing
Case 3	44	0 1 0 0 0	T2	Nothing	Nothing
Case 4	44	0 1 0 0 0	T2	Nothing	Nothing
Case 5	41	2 1 2 0 0	T3	"b" to "c"	"d" to "b"
Case 6	9	2 1 0 0 0	T3	"b" to "c"	Nothing

Remarks

• From the point of view of designing the vibratory bowl feeders orienting subsystem, the same admissible orienting process and subjective judgement matrix is obtained for different orienting efficiencies which are required.

That signifies that an orienting process is adaptable even for different orienting efficiencies (Case 3, 4). But, their influence on V (average transporting velocity of parts) are not the same. For Case 4, V is less than 210 cm/min and is equal to 210 cm/min for Case 3.

• If not given any matrix MJS for a new part, the algorithm proposes an admissible orienting process according to the order T1, T2, T3, T4 and T5 (Case 1, 2 where all FC are equal to 50%).

V - CONCLUSIONS

We have presented a mechanism of level two for designing the orienting subsystems by vibratory bowl feeders. The mechanism is included in a designing approach: *case-based design*.

This mechanism is used for new parts. It consists of two steps. The first one is for generating PA with an orienting model we have developed; the second one is to obtain the "pa" the most probably to be accepted and put into effect.

To arrive at that, some subjective judgements which represent experience-based intuitions of human designers must be used.

Uncertain reasoning is used to research new solutions. That is accomplished by using coefficients of feasibility included in a states oriented network.

The idea we have proposed should be adaptable when there are no adaptable solutions for designing similar sequential process.

REFERENCES

ANON "Design criteria for a vibratory bowl finishing machine", *Product Finishing*, June 1983, pp. 35-36.
 "Part feeding is the Achilles' heel of robot assembly", *Assembly Automation*, Vol.3, N° 2, May 1983, pp. 74-77.
 Ralph BARLETTA "An Introduction to Case-Based Reasoning", *AI Expert*, August 1991, Vol.6, N°8, pp.43-49.
 G. BOOTHROYD, C. Poli and L. E. MURCH "Handbook of Feeding and Orienting Techniques for Small Parts", Dept. of Mech. Eng., University of Mass., Amherst, Mass., 1976.
 G. BOOTHROYD; P. DEWHURST; C. C. LENNARTZ "Parts presentation costs in robot assembly", *Assembly Automation*, August, 1985, pp.138-146.
 W.C. BURGESS "Third generation of resonant vibratory bowl feeder increase productivity", *SME*, AD75-764.

[William J. CLANCEY "Heuristic Classification", *Artificial Intelligence*, 27 (1985), pp.289-350.

Paul R. COHEN and Edward A. FEIGENBAUM "The Handbook of Artificial Intelligence", Vol. 3, 1983, William Kaufmann, Inc.

Kallsen LEE "External tracks for bowl feeder", *Assembly Eng.*, July 1977, pp. 34-37.

H. LI, M. DAHAN (a) "Modelling and Design for Material Handling", *Proceedings of 7th European Annual Conference on Modelling, Identification and Control*, Innsbruck, Autriche, 15-17 February 1993, pp.416-417.

H. LI, M. DAHAN (b) "A Case-Based Expert System for Material Handling" *Proceedings of International IASTED 93 Conference on Modelling, Identification and Control*, Evry, Paris, 24-27 May 1993, pp.523-530.

Hong LI "La Conception Orientée Cas: Etude et Application aux Systèmes d'Orientation", Thèse de Doctorat de l'Université de Franche-Comté, Besançon, France, Juin 1994.
 M.A. PARAMESWARAN and S. GANAPATHY "Vibrating conveying - Analysis and design: a Review", *Mechanism and Machine theory*, Vol. 14, N° 2, 1979, pp. 89-97.

[A. H. REDFORD and G. BOOTHROYD "Vibratory feeding", *Proc. Instn. Engrs.*, 1967-68, Vol.182, Pt 1 No 6, pp. 135-152.

R. SCIANK and C. RIESBECK "Inside Case-Based Reasoning", Hillsdale, N.J.:Lawrence Erlbaum Assoc. 1989.
 "Trends in parts feeding", *Tooling & Production*, Sept. 1974, pp. 34-37.

P. W. WARD "Parts feeding for automated assembly", *Proc. of the 2nd International Conference on Assembly Automation*, Brighton, UK, May 18-21, 1981, pp. 167-173.

G. WINKLER "Analysing the hopping conveyor", *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 21, Pergamon Press Ltd., UK, 1979, pp. 651-658.

APPENDICES

I - Determining The Probabilities of Appearance of Parts In Contact With a Bowl Feeder Track

The following is a calculating method used to evaluate the probability of the appearance of parts fed by a vibratory bowl feeder.

Definition 1 The degree of stability of a state i is given by a following formulas:

$$DS_i = S_i/H_i, \text{ with}$$

H_i : height of the gravity centre in state i with regard to the track;
 S_i : contact surface

Discussions

$$S_i \rightarrow 0, DS_i \rightarrow 0; S_i \rightarrow \infty, DS_i \rightarrow \infty; H_i \rightarrow \infty,$$

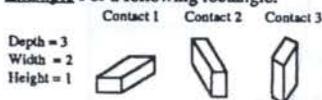
$$DS_i \rightarrow 0; H_i \rightarrow 0, DS_i \rightarrow \infty; 0 < DS_i < \infty.$$

Then, the greater the DS_i , the more stable the part.

Definition 2 Probabilities of appearance of parts are proportional to their DS_i , i.e.

$$P = k \times DS_i, \text{ with } k = \frac{1}{\sum_{i=1}^{nc} DS_i} \quad (3)$$

Example For a following rectangle:



$$S_1=6, H_1=0.5, S_2=3, H_2=1, S_3=2, H_3=1.5;$$

$$DS_1=12, DS_2=3, DS_3=4/3; k = 3/49;$$

$$p_1=0.73, p_2=0.18, p_3=0.08$$

II - A Matrix Method For Obtaining The Shortest Oriented Paths

Presented below is the algorithm of a matrix method to obtain the shortest oriented paths in an oriented network.

Let: $N=[N, A, C]$, $N=\{n_1, n_2, \dots, n_n\}$, $A=\{a_{ij}\}$, $a_{ij}=[n_i, n_j]$, $c=[c_{ij}]$ a real and positive function defined on A .

The principle of the algorithm consists of constructing a series of n matrixes and take a node, for each iterative, as an intermediate one. It is described in the following:

1°) Initialisation:

$$C^{(0)} = [c_{ij}^{(0)}]_{n \times n}, \text{ with } c_{ij}^{(0)} = \begin{cases} 0 & i=j \\ c_{ij} & a_{ij} \in A \\ \infty & a_{ij} \notin A \end{cases}$$

• intermediate matrix: $B^{(0)} = [b_{ij}^{(0)}]_{n \times n}$.

$$\text{with } b_{ij}^{(0)} = \begin{cases} 0 & c_{ij} = \infty \\ j & \text{other cases} \end{cases}$$

• $k=1$

2°) Determination of matrixes $C^{(k)}$ and $B^{(k)}$:

$$c_{ik}^{(k)} = c_{ik}^{(k-1)}, \quad i=1, 2, \dots, n$$

$$c_{kj}^{(k)} = c_{kj}^{(k-1)}, \quad j=1, 2, \dots, n$$

$$c_{ij}^{(k)} = \text{Min}\{c_{ij}^{(k-1)}, c_{ik}^{(k-1)} + c_{kj}^{(k-1)}\}, \quad i \neq k, j \neq k$$

$$b_{ij}^{(k)} = \begin{cases} b_{ij}^{(k-1)} & c_{ij}^{(k)} = c_{ij}^{(k-1)} \\ k & \text{other cases} \end{cases}$$

3°) If $k=n$ Then

• Go to the step 4°)

• Otherwise

• $k=k+1$;

• Go to the step 2°)

• End_If

4°) The lengths of the shortest oriented paths between two nodes n_i and n_j ($n_i \neq n_j$) are given by $C^{(n)}$; the shortest oriented paths are determined by $B^{(n)}$.

For example, we want the path between n_g and n_h . One determines an intermediate node n_l that is equal to the value of g row and h column of $B^{(n)}$; if $n_l = n_h$, then, the shortest oriented path between n_g and n_h is determined; otherwise, repeat the precedent step.

By the way, for a $N=[N, A, C]$, it is enough to apply the same algorithm in $N^T=[N, A, C^T]$, with $c_{ij}^T = \text{Max}\{c_{ij}\} - c_{ij}$ for obtaining the longest oriented paths between any two nodes.

III - Matrixes MJS (a), (b) And (c) Used For The Example

	b	c	d	e	f	a
b	Narrowed track with FC 50					
c		A relief on the bowl wall with FC 50				Any judgements for the rest with FC 50
d			A relief on the bowl wall with FC 50			
e				A relief on the bowl wall with FC 50		
f		Any judgements for the rest with FC 50			A relief on the bowl wall with FC 50	
a						The same as for the "b" with FC 50

	b	c	d	e	f	a
b	D11 with FC 80	D12 with FC 60				
c					Any judgements for the rest with FC 50	D26 with FC 75
d	D31 with FC 60		D33 with FC 55			
e				D44 with FC 95		
f		Any judgements for the rest with FC 50				D55 with FC 95
a						

	b	c	d	e	f	a
b	D11 with FC 55	D12 with FC 15	D13 with FC 10	D14 with FC 10	D15 with FC 10	D16 with FC 15
c	D21 with FC 10	D22 with FC 50	D23 with FC 10	D24 with FC 5	D25 with FC 5	D26 with FC 40
d	D31 with FC 10	D32 with FC 5	D33 with FC 55	D34 with FC 15	D35 with FC 15	D36 with FC 15
e	D41 with FC 58	D42 with FC 10	D43 with FC 15	D44 with FC 75	D45 with FC 10	D46 with FC 5
f	D51 with FC 10	D52 with FC 40	D53 with FC 40	D54 avec FC 10	D55 with FC 75	D56 with FC 20
a	Any judgement with FC 50					

OPTIMAL RENDEZVOUS MANEUVERS FOR SPACE VEHICLES

Antonio Fernando Bertachini de Almeida Prado
Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE - Brazil
São José dos Campos-SP-12227-010-Brazil-PRADO@DEM.INPE.BR

ABSTRACT

This paper considers the problem of optimal rendezvous maneuvers between two space vehicles. The rendezvous is a space maneuver where a spacecraft, called the chaser, has to be transferred from its initial orbit to a final orbit where it has to reach and follows a second spacecraft, called the target. In the present research those two spacecraft are supposed to be in Keplerian orbits around the Earth. Those two orbits can be coplanar or fully three-dimensional. The control available to perform this maneuver is the application of two impulses (instantaneous change in the velocity of the spacecraft) to the chaser vehicle.

INTRODUCTION

To solve the problem of optimal rendezvous maneuvers described above, we simulated two types of maneuvers: the planar ones, where the chaser and the target vehicles are in orbits that belong to the same plane, and the three-dimensional ones, where the chaser and the target vehicles are in orbits that belong to different planes. The initial conditions to solve this problem are: the orbits of the target and the chaser, including the information required to specify their positions in the orbits (the true anomaly or any other equivalent quantity) and the maximum time of flight for the maneuver. The solutions that we are looking for are the transfer orbits that satisfy all the initial conditions and that require the minimum total impulse (the addition of the magnitudes of the two impulses applied). To obtain the solution of this problem, we have to formulate and solve the Lambert Problem associated with each particular transfer. The Lambert Problem can be defined as the problem of finding a Keplerian orbit that passes by two given points and that requires a specified time of flight for a spacecraft to travel between those two given points. This problem is solved using the algorithm developed by Gooding (1990). With the solutions given by this routine, it is possible to calculate the magnitude of both impulses that has to be applied. Several test cases (planar and non-planar) are solved to verify the algorithm developed. The total impulse required is then plotted as a function of the time specified for the transfer. We studied single and multi-revolution maneuvers. With those plots it is possible to choose transfer orbits that can satisfy both requirements of minimization of fuel expenditure and constraints on the time for the duration of the maneuver. This problem can be used also to solve the problem of optimal transfers between two given orbits. All that we have to do is to allow the time to increase with no upper limit. Then, after some time, the transfer orbit with minimum fuel consumption in this situation will also be the optimal transfer orbit between the two given orbits.

REVIEW OF THE LITERATURE

There are many papers in the literature that perform studies on the Rendezvous problem. Usually they work on a particular case of this problem, involving circular or almost circular orbits. The control to be applied to the spacecraft is usually the impulsive system, with a fixed number of impulses given "a priori." The time for the maneuver is fixed in advance in the majority of the cases, to reduce the flexibility of the maneuver. Some of the most important papers are: McCue (1963) that obtained some results for the two-impulse maneuver between elliptic and inclined orbits; Prussing (1969) that studied the four-impulse time-fixed maneuvers between almost circular orbits; Prussing (1970) that extended this previous work to the two- and three-impulses time-fixed maneuver between almost circular orbits; Gross and Prussing (1974) that studied the multi-impulse time-fixed maneuver and then Prussing & Chiu (1986) that also studied the multi-impulse time-fixed between circular orbits.

DEFINITION OF THE PROBLEM

In this section, the problem and the method of solution used is clearly defined. Fig. 1 shows a sketch of the maneuver. A spacecraft called chaser is in a initial Keplerian orbit. The objective of this maneuver is to move this spacecraft from this initial to a transfer orbit that will put it in a trajectory that intercepts a second spacecraft, called the target, that is in a second (final) Keplerian orbit. From the moment of the interception the chaser has to follow the same trajectory of the target. That is the maneuver called "Rendezvous."

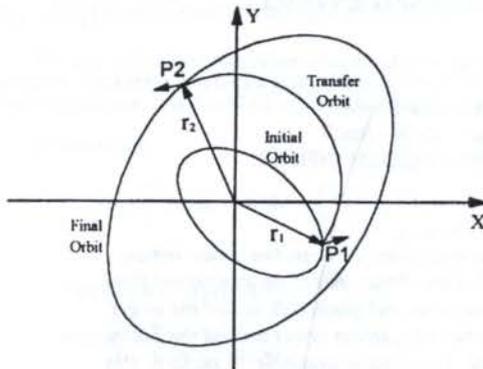


Fig. 1 - Scheme of the transfer.

There are many alternatives to solve this problem, as shown in the previous section. For the present research, the model assumed for the control of the chaser is a bi-impulsive maneuver, where the first impulse is applied at a time t_0 , in a such way that the chaser and the target will meet at the time t_f , and the second impulse is applied at the time t_f to put the chaser in the same orbit of the target. Fig. 1 shows an example of a direct single revolution transfer, where the chaser meets the target before making a complete revolution around the attracting body. Transfers where one or more revolutions are completed by the chaser before meeting with the target are also possible and are considered in the present paper. The question that is considered here is how (magnitude and direction) and when to perform those two impulses to obtain the maneuver that has the minimum fuel consumption (minimum total ΔV). To answer this question, the following procedure was developed. The initial and final orbits are given, as an input of the procedure. The information on the position of the spacecrafts in their orbits (the true anomaly or some equivalent quantity) is also required and given. Then, the following parameters are specified: the initial time t_0 of the maneuver, a value for the lower limit for the transfer time ($t_f - t_0$), a value for the upper limit for the transfer time, a value for the increment of the transfer time, the number of revolutions of the chaser before meeting the target. With those parameters, we applied an algorithm with the following steps:

- i) We take the value of the lower limit for the transfer time as the transfer time Δt ;
- ii) We calculate, using two-body celestial mechanics, the Cartesian elements of the chaser at the initial time of the maneuver t_0 . Let's call this position as r_i and this velocity as v_i ;
- iii) We calculate, using two-body celestial mechanics, the Cartesian elements of the target at the final time of the maneuver $t_f = t_0 + \Delta t$. Let's call this position as r_f and this velocity as v_f ;
- iv) We assume a value for the number of revolutions K of the chaser (number of complete orbits that the chaser makes during the maneuver). Then, with r_i , v_i , r_f , v_f , Δt and K we have all the input data to solve the Lambert Problem. The original Lambert Problem is one of the most important and popular topics in celestial mechanics. Several important authors worked on it, trying to find better ways to solve the numerical difficulties involved (Breakwell *et alii* 1961; Battin, 1965 and 1968; Lancaster *et alii* 1966; Lancaster and Blanchard, 1969; Herrick, 1971; Prussing, 1979; Sun and Vinh, 1983; Taff and Randall, 1985; Gooding, 1990). It can be defined as: "A Keplerian orbit, about a given gravitational center of force is to be found connecting two given points (P_1

and P_2) in a given time Δt ." The solution of the Lambert Problem gives the transfer orbit, the transfer time and the ΔV required. The Lambert Problem may have none, one or two solutions;

v) Then, we add a step of time to the transfer time and we go back to the step ii) with the new transfer time Δt .

We repeat this procedure until the upper limit for the transfer time is reached. We also assume several values for the number K of revolutions of the chaser.

RESULTS

To study the optimal Rendezvous maneuvers several simulations were performed, using the algorithm described in the last section. All the values are expressed in canonical units, except for the angles, that are expressed in degrees. In the first case we simulated a very simple example where the maneuver is planar and the two orbits are circular. Then, the input data are:

$$a_c = 1.0; e_c = 0.0; i_c = 0.0; \Omega_c = 0.0; \omega_c = 0.0; T_{pc} = 0.0; \\ a_t = 3.0; e_t = 0.0; i_t = 0.0; \Omega_t = 0.0; \omega_t = 0.0; T_{pt} = 0.0;$$

The nomenclature used here and in the rest of this paper is: a = semi-major axis, e = eccentricity, i = inclination of the orbit, Ω = argument of the ascending node, ω = argument of the periape, T_p is the time of the passage by the periape. The subscript "c" stands for the orbit of the chaser and the subscript "t" stands for the orbit of the target.

The transfer time is constrained to the interval $0.1 < \Delta t < 12.0$ and the step of time is 1.0. We assumed the following values for the number of orbits K to be completed by the chaser before the encounter with the target: 0, 1, 2, 3, 7. Fig. 2 shows the results obtained for this case: total ΔV vs. transfer time for each value of K .

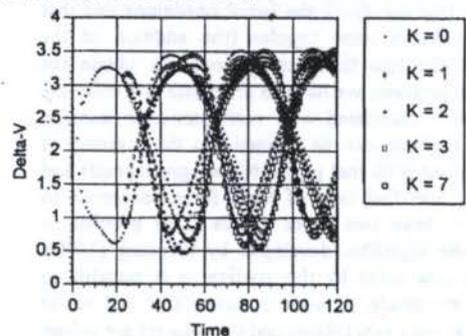


Fig. 2 - ΔV vs. transfer time for the first maneuver.

For the second maneuver we choose a more generic case of a planar maneuver. The two orbits are:

$$a_c = 1.0; e_c = 0.2; i_c = 0.0; \Omega_c = 0.0; \omega_c = 0.0; T_{pc} = 0.0; \\ a_t = 3.0; e_t = 0.4; i_t = 0.0; \Omega_t = 0.0; \omega_t = 30.0^\circ; T_{pt} = 0.0;$$

The transfer time is also constrained to the interval $0.1 < \Delta t < 12.0$ and the step of time is 1.0. We assumed the following values for the number of orbits K to be completed by the chaser before the encounter with the target: 0, 1, 2, 3. Fig. 3 shows the results obtained for this case: total ΔV vs. transfer time for each value of K .

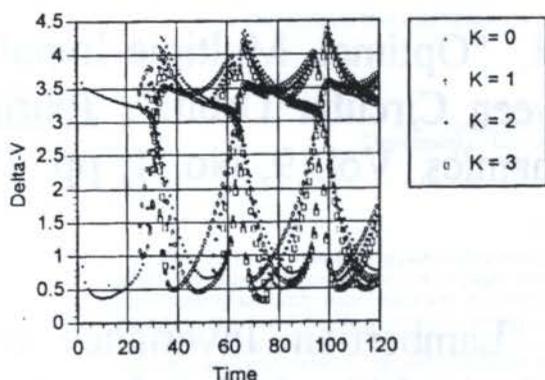


Fig. 3 - ΔV vs. transfer time for the second maneuver.

For the third maneuver we used two non-coplanar orbits. The two orbits are:

$$a_c = 1.0; e_c = 0.0; i_c = 0.0; \Omega_c = 0.0; \omega_c = 0.0; T_{pc} = 0.0;$$

$$a_t = 3.0; e_t = 0.0; i_t = 30.0^\circ; \Omega_t = 0.0; \omega_t = 45.0^\circ; T_{pt} = 0.0;$$

The transfer time is also constrained to the interval $0.1 < \Delta t < 12.0$ and the step of time is 1.0. We assumed the following values for the number of orbits K to be completed by the chaser before the encounter with the target: 0, 1, 2, 3. Fig. 4 shows the results obtained for this case: total ΔV vs. transfer time for each value of K .

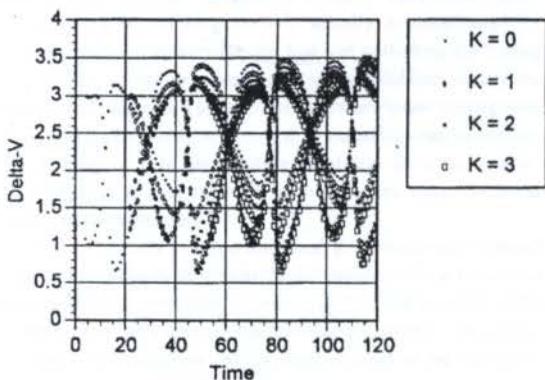


Fig. 4 - ΔV vs. transfer time for the third maneuver.

There are several conclusions that we can get from those simulations. First of all, we can see that the solutions appear in pairs (two values of ΔV for a given transfer time). There is one pair for the maneuvers where $K = 0$ and two pairs for the maneuvers where $K \geq 1$. The values for the ΔV for a given family of transfer orbits oscillate with the increase of the transfer time. The first minimum of each family is usually the global minimum, what means that, after the best geometry for the maneuver is achieved, any extra time added for the maneuver does not generate a reduction in the fuel consumed. Another characteristic visible in those plots is that when K increase, the beginning of the curve shift to the right. This result is expected, because when we add revolutions to the maneuver, the minimum time required to get a solution has to increase.

CONCLUSIONS

An algorithm to solve the optimal Rendezvous maneuver (in terms of minimum consumption of fuel) with two impulses was derived and used for several maneuvers. This algorithm was explained in details and it includes single and multi-revolution transfers. Then, we solved several cases using planar and non-planar maneuvers. Several figures showed the fuel consumed vs. time for the transfer. Those results are important to mission designers, because they can find the optimal solution for a maneuver with a given pair of orbits for the chaser and for the target and a given transfer time.

REFERENCES

- Battin, R.H., "Astronautical Guidance", McGraw-Hill, New York, NY, 1965.
- Battin, R.H., "A New Solution for Lambert's Problem", Proceedings of the XIX International Astronautical Congress, Vol. 2, pp. 131-150, Oxford, 1968.
- Breakwell, J.V., Gillespie, R.W. and Ross, S., "Researches in Interplanetary Transfer", Journal of American Rocket Society, Vol. 31, pp. 201-208, 1961.
- Gooding, R.H., "A Procedure for the Solution of Lambert's Orbital Boundary-Value Problem", Celestial Mechanics, Vol. 48, pp. 145-165, 1990.
- Gross, L.R. and Prussing, J.E., "Optimal Multiple-Impulse Direct Ascent Fixed-Time Rendezvous", AIAA Journal, Vol. 12, No. 7, pp. 885-889, 1974.
- Herrick, S., "Astrodynamics", Van Nostrand Reinhold, London, 1971.
- Lancaster, E.R. and Blanchard, R.C., "A Unified form of Lambert's Theorem", Technical Note D-5368, NASA, USA, 1969.
- Lancaster, E.R., Blanchard, R.C. and Devaney, R.A., "A Note on Lambert's Theorem", Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 3, pp. 1436-1438, 1966.
- McCue, G.A., "Optimum Two-Impulse Orbital Transfer and Rendezvous Between Inclined Elliptical Orbits", AIAA Journal, Vol 1, No. 8, pp. 1865-1872, 1963.
- Prussing, J.E., "Optimal Four-Impulse Fixed-Time Rendezvous in the Vicinity of a Circular Orbit", AIAA Journal, Vol. 7, No. 5, pp. 928-935, 1969.
- Prussing, J.E., "Optimal Two- and Three-Impulse Fixed-Time Rendezvous in the Vicinity of a Circular Orbit", AIAA Journal, Vol. 8, No. 7, pp. 1221-1228, 1970.
- Prussing, J.E., "Geometrical Interpretation of the Angles α and β in Lambert's Problem", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 2, pp. 442-443, 1979.

Prussing, J.E. and Chiu, J.H., "Optimal Multiple-Impulsive Time-Fixed Rendezvous Between Circular Orbits", Journal of Guidance, Control, and Dynamics, Vol. 9, No. 1, pp. 17-22, 1986.

Sun, F.T. and Vinh, N.X., "Lambertian Invariance and Application to the Problem of Optimal Fixed-Time Impulsive Orbital Transfer", Acta Astronautica, Vol. 10, pp. 319-330, 1983.

Taff, L.G. and Randall, P.M.S., "Two Locations, Two Times, and the Element Set", Celestial Mechanics, Vol. 37, pp. 149-159, 1985.

OPTIMIZATION CRITERIA OF HEAT RECOVERY FROM SOLID BEDS

A.C. Caputo, G. Cardarelli, P.M. Pelagagge
Department of Energetics, Faculty of Engineering
University of L'Aquila, Italy

SUMMARY

Heat recovery from beds of particulate solid that are cooled for process requirements is an attractive practice in many industrial areas. In the paper several heat recovery arrangements are analyzed under the hypothesis of unsteady state operation. Assuming a constant and uniform cooling air flowrate, solutions based on single and double (parallel or series) hoods have been considered. Results show that significant improvement over single hood can be achieved with double hood systems, especially if the second hood is used as a source of preheated air, either in terms of heat transfer efficiency and in terms of control flexibility to match the actual running conditions.

1. INTRODUCTION

The growing concern towards the rational energy use and the energy saving makes heat recovery policies very attractive. Particularly favourable appears the heat recovery from moving beds of solid particulate that have to be cooled for process requirements. Several industrial areas -chemical, metallurgic, etc - are interested in this kind of operation. This work deals with sinter making plants for blast furnace feeding, due to the relevant amount of thermal energy involved (Tanaka, 1980; Horio et al, 1982; Yasuda et al, 1988). Specific reference will be made to a sinter cooling bed of the Ilva steel works located in Taranto, in order to define the operating scenario and for results validation.

Cooling of moving beds is usually accomplished by blowing fresh air underneath the bed and collecting the heated air by means of one or more hoods. Many solid bed coolers are designed to guarantee a solid exit temperature lower than a preset value, using a constant, uniformly distributed flowrate of cooling air. Assuming this air feeding modality as a constraint, implementing a heat recovery plant requires only the hood system characterization.

When systems with just one hood are considered, the hood length is univocally related to the temperature of the recovered air required by the end user. However, in the usual practice, sinter flowrate and temperature fluctuations are nearly continuous causing large variations of the thermal load at the bed inlet. Therefore, a design based only on average steady state conditions may lead to antieconomical results. In fact, the actual unsteady state behaviour introduces, also in basic one hood systems, conflicting aspects in hood length choice allowing for the maximization of the recovered heat.

An increase of both control system flexibility and recovered heat amount may be obtained by using two parallel hoods. A further substantial performance improvement may be reached when the preheated air produced from a second hood is used as feeding stream for the first hood.

In the paper these hood arrangements have been examined under the hypothesis of unsteady state running of the bed, evaluating the performances of the heat recovery plant and defining the control criteria. The analyses have been carried out using a heat exchange model developed in a previous study (Caputo et al, 1994). The simulation model had been

implemented describing the bed as a matrix of cross-flow heat exchangers and adopting a generalized correlation for the convective heat transfer coefficient evaluation. The effectiveness and generality of the model had been verified by comparisons with both experimental data, from an actual sinter cooling bed, and other more complex models (Minoura, 1990).

In this paper the model has been updated with the aim of representing different arrangements and operating conditions of the heat recovery plant. In order to introduce the effect of the bed thermal load variability, a methodological approach based on probability distributions for the solid inlet temperature and flowrate has been used. In this way the most promising arrangements of heat recovery equipment, and the corresponding control actions, able to satisfy the demand of constant quality recovered heat have been identified.

The paper is organized as follows. Section 2 describes the characteristics of the sinter cooling bed assumed as reference scenario for the study; in this section an analysis of the collected operating data has been also performed in order to define the thermal load trends. Section 3 presents the heat recovery solutions able to run with a constant, uniform flowrate of cooling air underneath the bed. Therefore the proposed solutions do not require any blower speed control or throttling of feeding air. A discussion on the significance of the results and on future research needs are provided as conclusions in section 4.

2. REFERENCE SCENARIO

The solid bed taken as reference scenario for the study is represented by the cooling section of a sintering plant for blast furnace feeding. A sintering plant consists normally (Dawson, 1993a; Reiter, 1989) of two moving beds: the sintering bed and the cooling bed. A mixture of iron ore, coke breeze and some additives, is used as feed raw material for the sintering bed. Combustion takes place from the upper layers of the raw material and propagates towards the underlying layers until the bottom of the sintering bed is reached. The sintered material at the end of the bed falls on the cooling bed. The moving bed for the sinter cooling of the Taranto Ilva steel plant has a total length (L_t) of 110 m and is 4 m wide and 0.8 m high. The sinter cooling has been carried out by feeding a stream of ambient air uniformly distributed along the bed. The air inlet temperature (T_{ai}) obviously depends on the weather condition, an average value of

20°C has been assumed. A constant air flowrate (F_{ai}) of about 450 kg/s is available for the cooling of the sinter. A sinter temperature (T_{se}) at the end of the bed below 70°C has been accepted.

During the sinter fall on the cooling bed a rotary breaker is used in order to both crush the clods and mix the layers at different temperatures. As a consequence only an average temperature of the sinter at the inlet of the cooling bed (T_{si}) may be defined. This value varies with running condition of the sintering bed. In particular, the sinter inlet temperature may vary depending on the sintering bed height and velocity, on the temperature and humidity of the air used as combustion supporter, on the raw material composition and on the control level of the sintering process (Dawson, 1993b, 1993c; Cumming and Thurlby, 1990; Patisson et al, 1991). A minimum temperature value of about 500°C and a maximum value of about 600°C have been observed at the reference bed. Such values represent an usual range in this type of beds (Minoura et al, 1990; Raju et al, 1991).

A high variability characterizes also the sinter inlet flowrate (F_{si}). In fact, this may vary depending on the sintering bed flowrate fluctuations linked to production requirements, and on the frequent maintenance stops which introduce restart transients. The design value of the sinter inlet flowrate at the reference bed is of 155 kg/s, while a minimum flowrate value of about 110 kg/s and a maximum value of about 180 kg/s have been observed.

The weighed inlet thermal load map shown in figure 1 will be used as reference for all the subsequent analyses in order to define the optimal arrangement of the heat recovery system. For each given inlet condition, defined by a (T_{si}, F_{si}) pair, the plotted values represent the thermal power available (referred to 0°C) weighed with the (T_{si}, F_{si}) pair probability. Such an approach allows for taking into account the actual operating conditions of a cooling bed which rarely will be of steady state type.

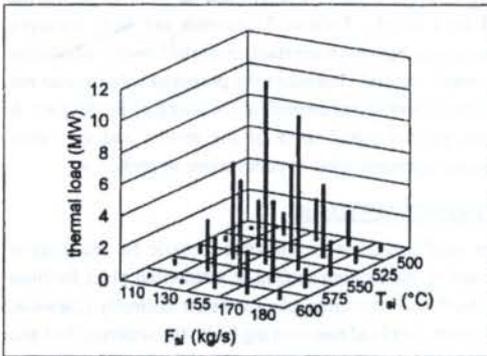


Figure 1. Weighed inlet thermal load map

3. ANALYSES OF HEAT RECOVERY SYSTEMS

3.1 Heat recovery problem statement. The heat recovery from a cooling bed obviously requires air collection by means of one or more hoods. Independently from the recovery plant arrangements, the temperature of the collected air has to respect the requirements of one or more end users. That is, the heat recovery system has to produce a constant quality recovered heat. This quality level significantly affects the amount of recovered heat: an increase of the average temperature of the collected air

obviously reduces the recoverable heat. As confrontation point, a single end user requiring a constant temperature of the collected air equal to 380°C has been considered in the following analyses.

3.2 Heat recovery arrangements. One hood systems (figure 2) represent a base recovery scheme allowing for a very simple plant solution. While minor plant modifications are required, limited control actions may be however undertaken. In fact, the only available control action is the mixing of fresh air with the collected air stream.

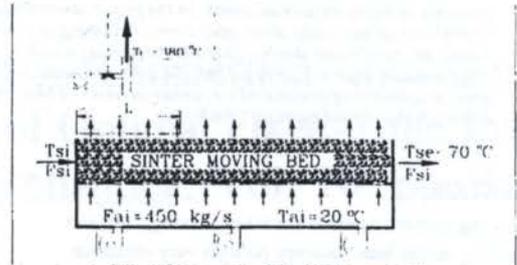


Figure 2. Single hood heat recovery scheme

Considering the unsteady state cooling bed running, each hood length (L) allows for whole heat recovery only in a limited number of inlet thermal load situations, characterized by the respective (T_{si}, F_{si}) pairs. The line L in figure 3, corresponding to these pairs, defines the boundary between the (A) and (B) sets. For (T_{si}, F_{si}) pairs belonging to set (A), the temperature (T_{ae}) of the air collected from hood L does not reach the target ($T_T = 380^\circ\text{C}$). In this case heat recovery is simply not allowed. For (T_{si}, F_{si}) pairs belonging to set (B), the air temperature exceeds the target value and the available heat is only partially recovered.

Figure 3. Domains of losses (single hood)

As a consequence, two kinds of losses affect the heat recovery for every hood length. Taking into account the discrete probability distribution assumed for the (T_{si}, F_{si}) pairs, the first kind of loss is given by

$$Q_{11} = \sum_{(T_{si}, F_{si}) \in (A)} p(T_{si}, F_{si}) \cdot F_{ai} \cdot [T_{ae}(T_{si}, F_{si}, L) - T_{ai}] \cdot C_a \cdot L / L_t$$

where $p(T_{si}, F_{si})$ represents the probability that the pair (T_{si}, F_{si}) occurs and C_a the air specific heat.

The second kind of loss is given by

$$Q_{12} = \sum_{(T_{si}, F_{si}) \in (B)} p(T_{si}, F_{si}) \cdot F_{ai} \cdot \{ \bar{L}(T_{si}, F_{si}) \cdot [T_T - T_{ai}] - L \cdot [T_{ae}(T_{si}, F_{si}, L) - T_{ai}] \} \cdot C_a / L_t$$

where $\bar{L}(T_{si}, F_{si})$ represents the hood length that is strictly required to obtain the target temperature without mixing.

For an easier comparison of results, both the recovered and the lost heats are expressed as thermal powers, to be obviously intended as long period average values due to the probabilistic approach adopted.

Q_{12} losses prevail in case of short hoods, while Q_{11} losses are predominant with long hoods. Therefore, an optimal hood length exists which has to be evaluate based on probability

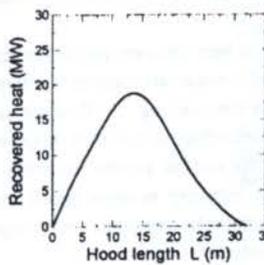


Figure 4. Recovered heat (single hood)

distribution of the inlet thermal loads.

In the reference scenario an optimal hood length of 14 m has been found which allows for a recovered heat of about 19 MW (figure 4). In average 3.3 kg/s of fresh air are used as controlling stream, with a maximum value of 11 kg/s. The presence of a heat recovery plant of this kind does not affect the cooling process, resulting in final

sinter temperatures ranging from 28 to 70°C. Greater flexibility in control system and increased recovered heat may be obtained by using two parallel hoods (figure 5). In this case three situations may occur:

- 1-the air collected from first hood does not reach the target temperature, therefore no recovery is allowed;
- 2-the air collected from first hood exceeds the target temperature, therefore the air collected from second hood has to be used as controlling stream (valve V_1 throttled);
- 3-the air collected from both hoods (valve V_1 full open) exceeds the target temperature, therefore fresh air has to be used as controlling stream.

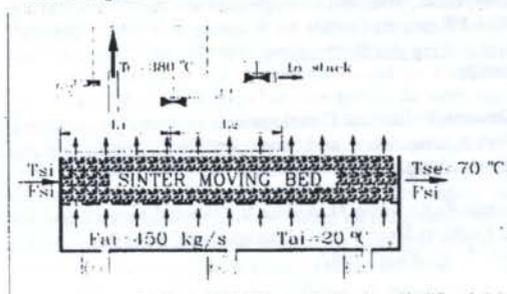


Figure 5. Parallel hoods heat recovery scheme

When the situation 1 occurs, only Q_{11} losses are present. The probability of this event decreases when shorter first hoods are used. Likewise Q_{12} losses, which are typical of situation 3, decrease when the total hood length ($L=L_1+L_2$) increases.

However, when situation 2 occurs another different kind of loss shows. Considering a generic pair $(\bar{T}_{si}, \bar{F}_{si}) \in (C)$ (figure 6), the recovered heat is lower compared to that recoverable by using a second hood \bar{L}_2 long. Evidently the hood L_2 collects air with a temperature T_{a2} lower with respect to the temperature \bar{T}_{a2} of the air collected from the hood \bar{L}_2 , determining a reduced flowrate of mixing air. A measure of such reduction is given by

$$X = L_2 / \bar{L}_2 = (T_1 - \bar{T}_{a2}) / (T_1 - T_{a2})$$

where X , depending on T_{si}, F_{si}, L_1 and L_2 , represents the air

fraction used as controlling stream. Then the third type of loss can be represented by

$$Q_{13} = \sum \frac{p(T_{si}, F_{si}) \cdot F_{ai} \cdot (\bar{L}_2(T_{si}, F_{si}, L_1) - (T_{si}, F_{si}) \cdot (C)) \cdot X(T_{si}, F_{si}, L_1, L_2) \cdot L_2}{[T_1 - T_{ai}] \cdot C_a / L_1}$$

For each L an optimal L_1/L_2 ratio may be found corresponding to minimum $(Q_{11}+Q_{13})$. Therefore the absolute maximum of recovered heat over the whole range of L comes from minimization of $(Q_{11}+Q_{12}+Q_{13})$.

In the reference scenario the optimal hood arrangement (figure 7) corresponds to two identical hoods each one 10 m long. The recovered heat increases of about 30% with respect to the optimal single hood arrangement, reaching a value of about 25 MW. In average 1.3 kg/s of fresh air are used as controlling stream, with a maximum value of 10 kg/s.

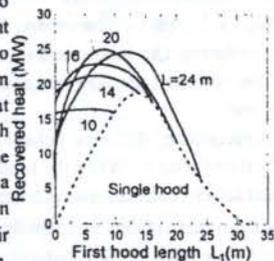


Figure 7. Recovered heat (parallel hoods)

A further significant improvement in heat recovery may be pursued by using two series hood (figure 8). Major plant modifications are required in this case in order to use the preheated air produced from second hood as controlling stream for first hood. The opportunity to control the air flowrate under first hood clearly allows for avoiding Q_{11} losses. Moreover better heat transfer profiles between the cooling air and the bed are established making optimum use of the air collected from second hood.

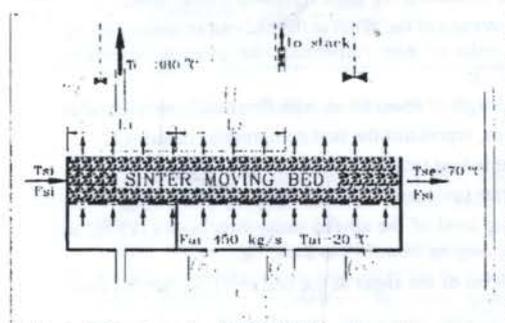


Figure 8. Series hoods heat recovery scheme

When lower inlet thermal loads occur, the throttling of the preheated air enables to maintain the target temperature of the recovered air. Q_{13} losses occur in this situation. If higher values are obtained, even feeding the whole flowrate collected from second hood, then fresh air has to be mixed as controlling stream, causing Q_{12} losses. Adopting series arrangement, effective heat recovery from high as well as low thermal loads takes place, and consequently longer hoods compared to previous arrangements are favoured as shown in figure 9. In this case too, for each total length

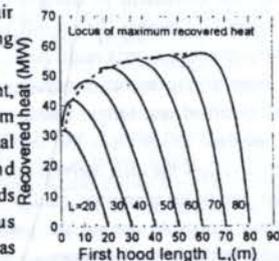


Figure 9. Recovered heat (series hoods)

($L=L_1+L_2$) an optimal ratio between the lengths of first and second hood (L_1/L_2) may be defined corresponding to the maximum heat recovery condition. Increasing the total length, the optimal condition obviously moves towards arrangements with greater L_1/L_2 ratios, due to two simultaneous phenomena:

- the progressive decrease of the average temperatures of both preheating and collected air, and therefore the reduction in the required specific flowrate under first hood;
- the increase of specific flowrate under the remaining of the bed, and in particular under second hood.

Moreover, a decrease of the mixing flowrate requirements also occurs, reducing Q_{12} losses and producing a progressive increase of the collected air flowrate and consequently of the recoverable heat.

As a consequence, different behaviours characterize the ranges of short and long L . When the total length decreases, in the range with lower L , the following happens:

- the maximum recoverable heat rapidly decreases;
- the specific air flowrate fed under the first hood strongly increases, producing risks of solid bed fluidification, particulate entrainment and high pressure drop;
- the preheating level of the air fed under first hood grows, giving rise to hazardous thermal stress on the bed infrastructures.

When the total length increases, in the range with higher L , the following happens:

- the maximum recoverable heat grows, but with a decreasing rate;
- both specific and total air flowrate fed under the second hood increase, producing the same risks of previous case;
- the temperature of the sinter at the bed exit increases, giving rise to risks of non respecting the process constraint ($T_{se} < 70^\circ\text{C}$).

A total length of about 60 m, with first hood nearly equal to the second one, represents the best compromise in terms of:

- recoverable heat (more than 55 MW in average);
- air flowrate uniformity (about 5 kg/ms under both hoods);
- preheating level of the air fed under first hood (175°C in average, ranging from 140 to 210°C);
- cooling level of the sinter at the bed exit (T_{se} ranging from 26 to 60°C);
- air flowrate used as controlling stream (3.26 kg/s in average, with a maximum value of 24 kg/s).

4. CONCLUSIONS

The heat recovery from unsteady state solid beds has been analyzed under the constraint of using a constant, uniformly distributed cooling air flowrate. As a result, passing from simple one hood arrangements towards multi-hood systems in parallel or better in series arrangements, a reduction of heat recovery losses may be obtained and longer hoods are allowed. Such a performance increase arises from the improved ability of the control system to follow the inlet thermal loads variability. From this viewpoint series arrangement results particularly useful considering their ability to control the preheated air flowrate under first hood. In this way Q_{11} losses are avoided and greater enhancement of heat transfer efficiency is obtained. On the other

hand, major plant modifications are required with respect to one hood or parallel hoods systems.

In order to further improve the heat recovery performance, the research progress will be aimed towards arrangements where the constraint of uniformity on the cooling air flowrate is removed. In this way some new and effective solutions may be pursued which strongly increase the control system flexibility. The capabilities offered by heat recovery systems based on non-uniform air flowrate underneath the bed emerge considering that every kind of loss can be avoided.

REFERENCES

- o Caputo, A.C., Cardarelli, G., Pelagagge, P.M., "A Simulation Model of Heat Recovery in Gas-Solid Moving Beds", Proceeding of 3rd Int. Symp. on Multiphase Flow and Heat Transfer, Vol. 1, pp. 522-530, Xi'An, China, 1994; also in Applied Thermal Engineering, Vol. 16, No. 1, pp. 89-99.
- o Cumming, M.J., Thurlby, J.A., "Developments in Modeling and Simulation of Iron Ore Sintering", Ironmaking and Steelmaking, Vol. 17, No. 4, pp. 245-254, 1990.
- o Dawson, R., "Recent Developments in Iron Ore Sintering. Part 4: The Sintering Process", Ironmaking and Steelmaking, Vol. 20, No. 2, pp. 150-159, 1993a.
- o Dawson, R., "Recent Developments in Iron Ore Sintering. Part 2: Research Studies on Sintering and Sinter Quality", Ironmaking and Steelmaking, Vol. 20, No. 2, pp. 137-143, 1993b.
- o Dawson, R., "Recent Developments in Iron Ore Sintering. Part 3: Granulation and Strand Feeding", Ironmaking and Steelmaking, Vol. 20, No. 2, pp. 144-149, 1993c.
- o Horio, K., Kitamura, N., Ariake, Y., "Waste Energy Recovery at Kashima Steel Works", Iron and Steel Engineer, Vol. 59, No. 7, pp. 30-36, 1982.
- o Minoura, T., et al, "Heat Transfer and Fluid Flow Analysis of Sinter Coolers with Considerations of Size Segregation and Initial Temperature Distribution", Heat Transfer Jap. Res., Vol. 19, No. 6, pp. 537-555, 1990.
- o Patisson, F., et al, "Mathematical Modeling of Iron Ore Sintering Process", Ironmaking and Steelmaking, Vol. 18, No. 2, pp. 89-95, 1991.
- o Raju, M.T., et al, "Feasibility of a System for Sinter Cooler Waste Heat Recovery", Proceeding of 3rd Int. Symp. on Agglomeration, pp. 271-272, India, 1991.
- o Reiter, L., "Studies on Optimizing of Waste Heat Recovery and Waste gas Recycling on Sinter Plants", Proceeding of 5th Int. Symp. on Agglomeration, pp. 83-93, Brighton, England, 1989.
- o Tanaka, N., "Waste Heat Recovery from Sintering Plants", Trans. of Iron and Steel Institute Japan, Vol. 20, No. 3, pp. 200-203, 1980.
- o Yasuda, M., et al, "Minimum Energy Operation in Sintering Process at No. 4 DL of KSC Chiba Works", Proceeding of 47th Ironmaking Conference, pp. 637-645, Toronto, Canada, 1988.

PLANEJAMENTO DE SISTEMAS INTEGRADOS EM UMA EMPRESA METAL-MECÂNICA UTILIZANDO MODELAGEM DE PROCESSOS

Antonio Freitas Rentes - Departamento de Engenharia Mecânica
Escola de Engenharia de São Carlos - USP - Brasil
Henrique Rozenfeld - Departamento de Eng. Mecânica - EESC - USP - Brasil
Juliana Veiga Mendes & Silvana Salomão

RESUMO

Este artigo descreve a aplicação de uma metodologia de modelagem de processos em uma empresa do setor metalúrgico. O objetivo primordial desta modelagem foi oferecer subsídios à análise de adequação de um sistema comercial de gerenciamento integrado da produção, adquirido pela empresa, observando a sua aderência aos requisitos funcionais observados.

INTRODUÇÃO

O mundo está passando por um período de crise econômica que vem se refletindo nas empresas de modo geral. Elas estão sofrendo fortes ameaças quanto à sua sobrevivência. A globalização da economia vem acarretando forte competição de custo e qualidade nos produtos/serviços. O resultado disso, para as empresas, é o advento de uma era de permanentes mudanças no seu ambiente econômico e tecnológico, levando à uma busca constante por filosofias e tecnologias capazes de mantê-las competitivas.

Em resposta a isso, o mercado atual de soluções de integração oferece uma gama bastante grande de tecnologias e de conceitos gerenciais. No entanto, a implementação destas soluções tem, muitas vezes, um caráter de aplicação local, sem conexão com as linhas estratégicas da empresa, configurando-se em "ilhas de autonomia". Em alguns casos são negligenciados fatores importantes de integração, levando a sistemas que efetuam uma otimização local-mas que podem prejudicar o desempenho da empresa como um todo.

Para minimizar esta possibilidade, é necessário que as empresas elaborem planos de integração em consonância com seus planos estratégicos. Estes planos devem envolver a integração das soluções computacionais já existentes e a realização de um planejamento para aquisição de novas tecnologias, de acordo com as necessidades estratégicas da empresa.

Para suportar isto é necessário um modelo de empresa, que represente a sua forma de funcionamento, fornecendo condições de trabalho em equipe no processo de análise da situação atual da empresa e no processo de construção conceitual das soluções de integração. Este modelo, por sua vez, deve ser suportado computacionalmente, permitindo a reutilização de seu conteúdo, de forma a garantir a flexibilidade necessária ao cada vez mais frequente processo de mudança.

Desta forma, deve ser possível a extração de muitas formas diferentes de visões deste modelo. Em uma fase de diagnóstico funcional, o modelo do fluxo de informação deve poder ser obtido, possibilitando uma análise da situação atual. Outra derivação possível deve ser a obtenção de requisitos para seleção de sistemas de informação comercial. Este procedimento de *benchmarking* é baseado na visualização das atividades essenciais para a execução dos processos de negócio, representados na estrutura do Modelo de Empresa.

A figura 1, mostrada a seguir representa algumas destas derivações possíveis.

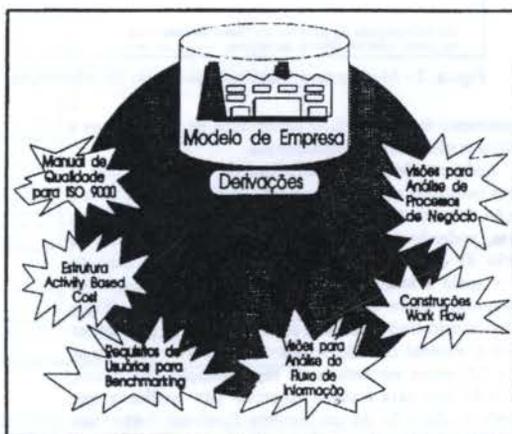


Figura 1- Derivação do Modelo de Empresa.

Sendo assim, o Modelo de Empresas deve assumir um caráter estratégico, servindo de linha básica para diversos movimentos tecnológicos da empresa.

Este artigo irá descrever a aplicação de uma metodologia de modelagem em uma empresa de grande porte do setor metalúrgico. O objetivo de curto prazo desta modelagem foi a definição das atividades necessárias aos processos de negócio visando uma análise da aderência de softwares comerciais adquiridos pela empresa.

CONTEXTUALIZAÇÃO DO TRABALHO

A empresa em questão possui 2500 funcionários e fabrica componentes para a indústria automobilística. Esta empresa já havia inicialmente aplicado em todos os seus departamentos uma técnica para representação dos fluxos de documentos denominada Brown Paper (BP). Esta técnica consistiu em um levantamento de todos os documentos que circulavam na empresa. Foram tiradas cópias reduzidas dos documentos e coladas em grandes folhas de papel Kraft marrom (surgindo assim o nome Brown Paper), representando os fluxos de informação. Os objetivos iniciais da aplicação dessa metodologia eram: fornecer maior velocidade aos fluxos de informação; eliminar controle paralelos às informações disponíveis nos sistemas; eliminar duplicidade de trabalho no

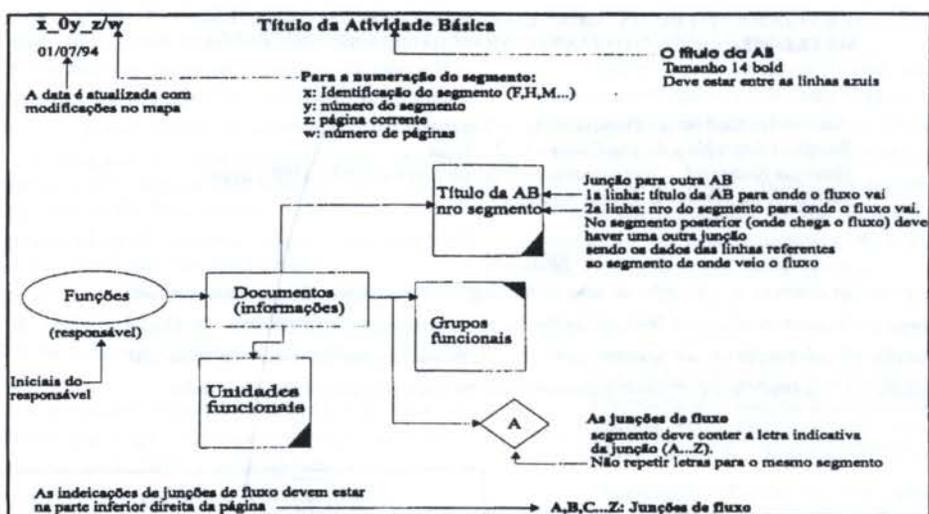


Figura 2 - Modelo para Confecção de Mapas de Informação

processamento manual; reduzir quantidade de documentos e simplificar o conteúdo dos documentos.

Após este levantamento inicial ter sido concluído, a empresa constatou que os BP seriam um bom suporte para a obtenção de conhecimento sobre os processos existentes na empresa, podendo ser utilizados como uma boa base para obtenção de certificados de qualidade, projeto de base de dados e apoio à análise dos aplicativos a serem adquiridos pela empresa. Assim o BP serviu de base inicial para o desenvolvimento mais elaborado do modelo funcional. Ao ser avaliado o material contido nos Brown Papers constatou-se grandes diferenças semânticas na representação dos fluxos, variando de área para área da empresa. Isto implicaria que para a obtenção de um modelo funcional único, que permitisse estas derivações, seria necessária uma conversão de todos os dados ali contidos.

A este modelo deu-se o nome de Modelo Operacional, onde as atividades da empresa pudessem ser vislumbradas em termos de um conjunto de funções e de fluxo de informações.

DESENVOLVIMENTO DO MODELO OPERACIONAL

Sendo assim o desenvolvimento do Modelo Operacional compreendeu o desenvolvimento das seguintes atividades: Preparação Operacional, Atualização dos *Brown Papers* (BP), Montagem do Modelo e Revisão junto aos usuários. Estas atividades são detalhadas a seguir:

Preparação Operacional: Nesta atividade foi levantada a disponibilidade dos BP e realizada uma análise preliminar no material. Indicou-se os executantes formais dos BP e foram realizadas reuniões em pequenos grupos explicando a metodologia de trabalho a ser aplicada. Foram também uniformizadas as características contidas no BP. No processo de uniformização das características dos documentos foi estabelecida uma semântica na qual os seguintes atributos deveriam ser considerados: objetivo do documento/tela, importância do documento, número de vias, frequência, ação a ser tomada, isto é, se o documento deveria ser eliminado, mecanizado ou mantido, e o prazo para a ação. Essas informações são colocadas em etiquetas próximas aos documentos/telas. Para as funções, os atributos considerados seriam: o responsável pela execução da função e o tipo de processamento (manual, microcomputador ou mainframe).

Atualização dos Brown Papers: A atividade de atualização consistiu no levantamento de documentos existentes no BP e na identificação das funções que geram e

manipulam estes documentos. Para cada BP atribuiu-se um código, estruturado da seguinte forma: X_NNN, onde X representa a área a que pertence o BP e NNN o número sequencial do BP. Esta atividade é realizada junto a um representante da empresa, responsável pelas funções contidas no BP.

Montagem do modelo: Esta atividade compreendeu o cadastramento das funções e documentos identificados na etapa anterior no software de apoio e na elaboração final dos mapas de informação. Para o cadastramento das funções/informações foram criados descritores de informação e de função. Cada documento e função indicado no BP teria um descritor correspondente preenchido com nome, descrição, objetivo e os atributos dos documentos ou das funções. Um conjunto de mapas de informação foi confeccionado, para cada BP atualizado, utilizando-se o aplicativo ABC Flow Charter. O mapa de informação é um diagrama gráfico que representada as atividades contidas no BP. As informações contidas nos mapas, bem como as regras para sua confecção, se encontram na figura 2.

A figura 3 apresenta um exemplo de mapa de informação confeccionado

Estas informações referentes aos documentos e às funções foram cadastradas em um software de apoio à modelagem. O Modelo Operacional obtido possibilita a identificação dos processos existentes, permitindo visões a nível macro com conexões entre as atividades e os documentos. Essa hierarquia funcional possibilitou a geração de visões cada vez mais detalhadas, a serem utilizadas de acordo com a necessidade. O método utilizado fornece quatro níveis de detalhamento dessas visões. São eles:

Nível 1 - Lista de atividades básicas: é uma visão mais macro, onde são listadas as atividades por unidade funcional, indicando o responsável para cada atividade.

Nível 2- a) Lista de funções elementares: relaciona as funções elementares pertencentes a cada atividade básica com seus responsáveis.

b) Lista de informações: apresenta os tipos de informações utilizados por atividades básicas.

Nível 3 - Mapa de informação: explicado anteriormente

Nível 4 - Brown Paper: corresponde à representação manual detalhada do fluxo dos documentos existentes, desenvolvida pela empresa.

Esses níveis de detalhamento estão ilustrados na figura 4.

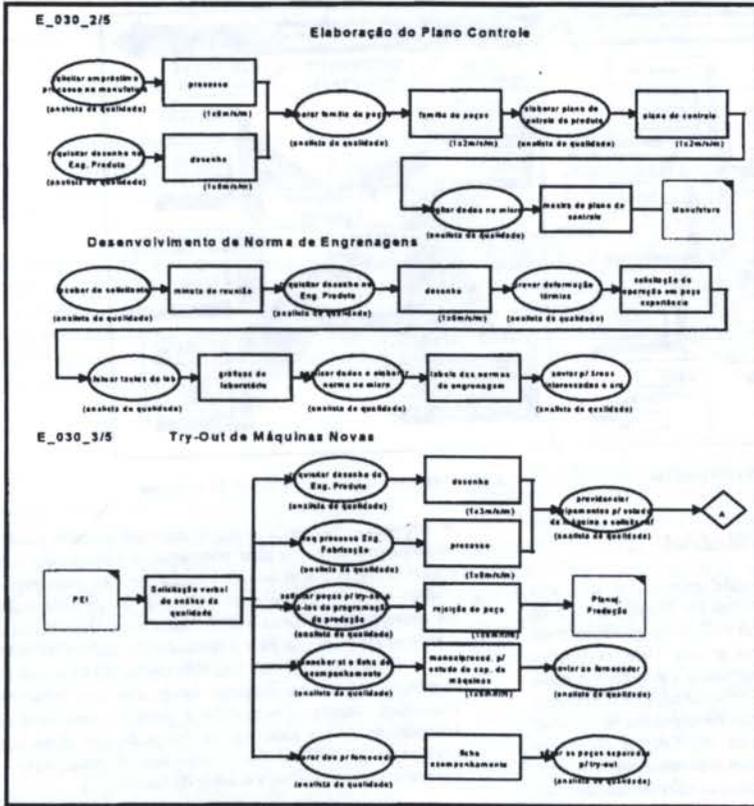


Figura 3. Exemplo de mapa de informação.



Figura 4. Visões Funcionais Hierárquicas

Revisão junto aos usuários: Nesta atividade os mapas de informação e os relatórios obtidos a partir do sistema computacional são analisados em conjunto com os representantes da área. Possíveis erros no material levantado são identificados nesta etapa. Após as correções serem efetuadas é possível identificar os processos atuais executados pela empresa.

GERENCIAMENTO DO PROCESSO DE MODELAGEM

A aplicação da metodologia de modelagem nesta empresa foi realizada por uma equipe inicial de seis pessoas, da USP-São Carlos. Os elementos a serem modelados

correspondiam a 5800 tipos de documentos, sendo que em cada grande BP encontravam-se, em média, 20 documentos, num total de aproximadamente 300 BP. O levantamento desse volume de informações em um curto espaço de tempo exigiu aproximadamente 950Hh.

A metodologia sofreu algumas evoluções no decorrer das atualizações. Observou-se que muitos dados referentes às funções e aos documentos que estavam sendo levantados não eram relevantes para o mapeamento dos processos executados pela empresa. Além disso, o preenchimento dos descritores estava tornando a atividade de atualização dos BP extremamente lenta. Para agilizar o processo de atualização fez-se uma racionalização nos atributos levantados, restringindo os atributos de informação à periodicidade, tipo de documento e tipo de emissão (manual, mainframe e microcomputador). Em seguida foram eliminados os descritores de função e de informação e os atributos dos documentos e funções passaram a ser detalhados somente nos mapas de informação.

Para um acompanhamento da evolução das atividades de atualização foram elaboradas dois tipos de planilha: uma planilha mais detalhada, por área, e outra planilha genérica abordando todas as áreas. Na planilha por área extrai-se informação referente a quantidade de mapas de informação existentes na área, quantidade de documentos e funções existentes em cada BP, pessoa da equipe e representante da empresa responsável por cada BP, além da quantidade de mapas de informação confeccionados no software. A planilha genérica fornece uma ampla visão de como se encontra o processo de levantamento de informações e de cadastramento dessas informações no sistema desenvolvido, em termos percentuais.

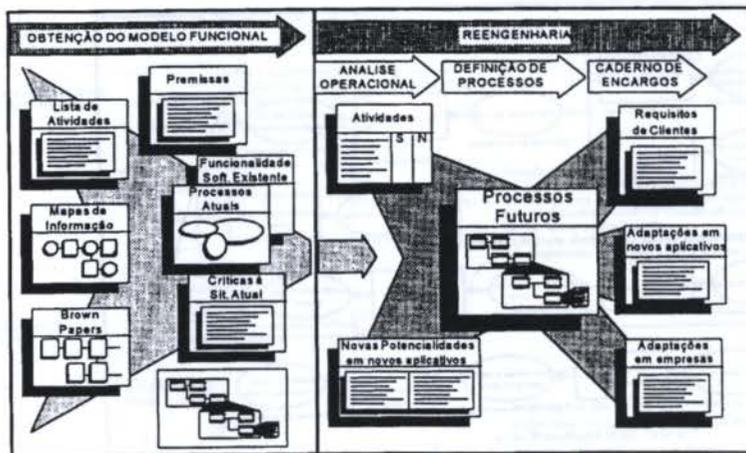


Figura 5. Visão do processo de reengenharia a partir da modelagem operacional da empresa.

SOFTWARE DE APOIO À MODELAGEM

O software de apoio a modelagem utilizado é uma versão desenvolvida em FoxPro for Windows v.2.5 de forma a apresentar um desempenho melhor no gerenciamento de uma base de dados relativamente grande. Nele, as funções e os documentos, bem como os atributos associados a estes documentos, são cadastrados e relacionados. O software possibilita visões analíticas e emissão de relatórios. É possível obter relatórios de toda a hierarquia das funções com suas respectivas classes, dos documentos que circulam em uma determinada função (atividade básica), do fluxo de um documento por toda a empresa e seus contatos (relacionamentos) externos, da periodicidade de processamento dos documentos em uma determinada função ao longo de seu fluxo. Tais relatórios podem ser utilizados como material de apoio para a identificação de processos para a aplicação de reengenharia.

O modelo resultante como um todo foi utilizado como suporte na reengenharia de alguns processos da empresa. Para isso, foram montados os processos atuais a partir dos Mapas de Informação existentes e indicadas as premissas realmente necessárias para a execução do processo e as críticas à situação atual. A partir disso, partiu-se para o processo de reengenharia propriamente dito, iniciando-se com uma Análise Operacional das atividades e dos aplicativos computacionais disponíveis. A seguir, foi efetuada a Definição dos Novos Processos e a elaboração do Caderno de Encargos. A figura 5 apresenta uma visão deste processo de reengenharia.

Como pode ser observado na figura, as visões desenvolvidas são compiladas e organizadas em termos de Processos Atuais, mostrando o interrelacionamento funcional entre as diversas áreas. A seguir é feita uma análise operacional de cada Processo, observando-se o nível de aderência dos novos aplicativos adquiridos e algumas premissas organizacionais. Com base nesta análise, são finalmente projetados os novos Processos, indicando-se as adaptações necessárias aos novos aplicativos e estabelecendo-se novos procedimentos operacionais da empresa.

CONSIDERAÇÕES CRÍTICAS E APLICAÇÕES

A principal crítica à metodologia foi o tempo excessivo gasto no desenvolvimento do processo de modelagem, obrigando a equipe a dispender um grande esforço durante os sete meses de duração deste trabalho.

Outro problema é a questão de atualização do modelo.

A empresa encontra-se em processo de grandes mudanças tecnológicas, exigindo uma constante atualização do modelo obtido. Para que isto ocorra adequadamente seria preciso a criação na empresa de uma estrutura de administração da metabase de dados. Seria o equivalente a um DBA (Data Base Administrator), só que para a metabase de dados (MDBA).

O modelo realizado tem sido muito útil no processo de adaptação de novos sistemas integrados que vêm sendo adquiridos. Através do modelo é possível uma análise de capacidade destes sistemas (na forma de um *check list* de atividades) e oferece bons subsídios à elaboração dos cadernos de encargos para o setor de informática.

BIBLIOGRAFIA

- Doumeings, G.; Vallespir, B.; Darricau D.; Roboam, M. Design methodology for advanced manufacturing systems. *Computers in Industry* no 9, 1987.
- Doumeings, G.; Vallespir, B. Techniques de modelisation pour la productique. *Anais do CIRP*, 1991.
- Mertins, K.; Sussenguth, W. Integrated information modelling for CIM. *Computer Integrated Manufacturing Systems*, vol. 4 no 3, August, 1991.
- Metha, A. Integrating Islands of Automation is Management, Not Technical Problem. *Industrial Engineering*, November, 1987.
- Rozenfeld, H.; Rentes, A.; Takahashi, S.; Alliprandini, D. Plano diretor de automação - uma necessidade para o usuário garantir a integração da manufatura. *Anais do ENUSAI*, São Paulo, 1992.
- Rozenfeld, H.; Rentes, A.; Takahashi, S. A modelagem de empresas: requisito para a manufatura integrada por computador (CIM). *Anais do CONAI*, 1992.
- Rozenfeld, H.; Rentes, A.; König, W. Workflow modelling for advanced manufacturing concepts. *Annals of the CIRP* vol 43/1/1994.
- Rentes, A.F.; Mendes, J.V.; Martins, M. R.: Desenvolvimento de Reengenharia utilizando conceitos de metabase de dados. *Anais do ENEGEP*, João Pessoa, 1994.

ABSTRACT

This paper presents an application of a process modelling methodology in a metallurgic enterprise. The main objective of this modeling application was to offer assistance to analysing an integrated production management software bought by the enterprise, looking for the adherence of this software to the functional requirements.

PLANTEAMIENTO ÓPTIMO DE SISTEMAS DE COGENERACIÓN

Miguel Angel Lozano – Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Zaragoza – España

RESUMEN

Las demandas de energía eléctrica, calefacción y refrigeración de los sistemas de cogeneración en el sector residencial-comercial se caracterizan por su variabilidad temporal. Todo proyecto de cogeneración dedicado a satisfacerlas con una elevada eficiencia energética y económica debe considerar este hecho, que condiciona más que ningún otro la configuración adecuada del sistema y la política óptima de operación. La técnica de programación lineal-entera aquí ilustrada facilita la toma correcta de estas decisiones.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas energéticos reales son a veces de estructura compleja. Además los equipos que los componen no suelen tener un comportamiento lineal con la carga, por lo menos para grandes variaciones de ésta. Por otro lado es frecuente la disposición de varios equipos compitiendo internamente y/o con fuentes de recursos externos para proveer una misma utilidad, lo cual implica que algunos deban estar parados en ciertas condiciones de operación y/o de precios de mercado de los recursos externos. En particular, todas estas circunstancias suelen presentarse en el caso de sistemas de cogeneración que atienden las necesidades de electricidad, calor y refrigeración en el sector residual-comercial. Una instalación típica que será analizada aquí se muestra en la Fig. 1.

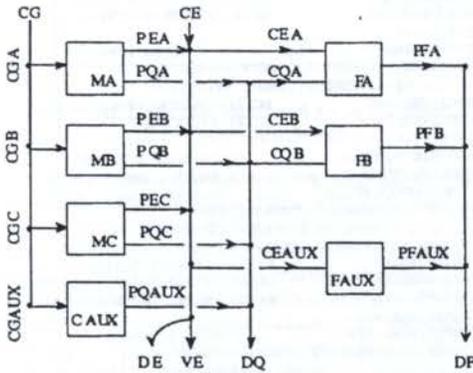


Figura 1. Estructura de la planta de cogeneración

Las circunstancias mencionadas provocan que los modelos lineales (tan útiles y sencillos de aplicar en otras ocasiones) resulten incapaces de representar el dominio real de condiciones de operación accesible a estos sistemas e ineficientes para determinar con la sensibilidad requerida la influencia económica de cambios en las mismas. Por otro lado las técnicas de programación no lineal con restricciones de desigualdad, si bien resultan apropiadas desde un punto de vista conceptual, se muestran poco eficaces, por el momento, en cuanto a velocidad de cálculo y robustez numérica.

Un procedimiento que permite superar los inconvenientes señalados consiste en linealizar las ecuaciones que describen el comportamiento de los equipos por intervalos de carga asociando estos a variables binarias enteras (0/1), transformando así el programa no lineal a uno de programación lineal-entera, técnica para la que se dispone de abundante software comercial (Schrage, 1991).

Una discusión más detallada de los fundamentos matemáticos de la programación lineal-entera puede encontrarse en de la Fuente (1993). Su aplicación al diseño y operación óptima de los sistemas energéticos incluyendo sistemas de cogeneración puede verse en Halasz y Chandrashekar (1985), Grossmann (1985), Horii et al (1987 a, b) y Yokohama et al (1994).

En este artículo se muestra un ejemplo práctico de aplicación de la programación lineal-entera a la determinación de la política óptima de operación de una planta de cogeneración calor-frío-trabajo de un hospital. Se analizan los resultados obtenidos y se explica como podría abordarse la optimización estructural de este tipo de plantas.

MODELADO DE EQUIPOS

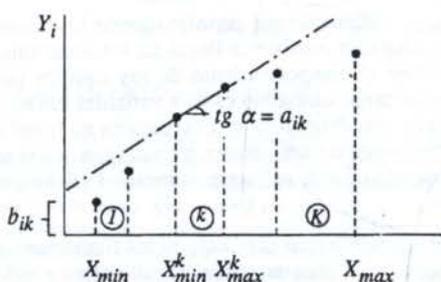
Podemos representar un componente de un sistema energético como muestra la figura siguiente donde las variables representadas se refieren a las magnitudes extensivas seleccionadas para definir los flujos del sistema.



En general existen limitaciones en cuanto a la flexibilidad de operación de un equipo. Por ejemplo la carga estará comprendida entre un mínimo y un máximo. En muchas ocasiones sólo podrá modificarse libremente la magnitud de uno de los flujos que corresponderá al producto principal del equipo. Para facilitar la

descripción matemática en estas circunstancias se denomina ahora a dicho producto como X y al resto de los flujos, independientemente de que sean de entrada o salida, como Y_i .

Sea conocido el estado de operación del equipo para las distintas cargas entre X_{min} y X_{max} , lo que implica disponer de las funciones $Y_i(X)$ para todos los flujos o al menos de suficientes estados concretos $Y_i(X_j)$ para que quede bien representada la dependencia funcional entre X e Y_i . En el segundo caso los valores de X_j incluyendo los extremos definirán los posibles intervalos de operación. En el primero la selección de los estados concretos que habrán de definir dichos intervalos deberá realizarla el analista. En cualquier caso la operación del equipo podrá describirse mediante funciones lineales, una por cada intervalo k y flujo i , como la mostrada en la figura siguiente.



Procediendo así el conjunto de los estados de operación accesibles al equipo puede expresarse mediante el siguiente modelo matemático:

$$X - \sum_{k=1}^K X_k = 0 ; \quad \sum_{k=1}^K S_k \leq 1$$

$$Y_i - \sum_{k=1}^K (a_{ik} X_k + b_{ik} S_k) = 0 \quad (i = 1, \dots, I)$$

$$X_{min}^k S_k \leq X_k \leq X_{max}^k S_k \quad (k = 1, \dots, K)$$

donde las variables binarias S_k son enteras (tipo 0/1) y nos indican en que intervalo k se desarrolla la operación del equipo. La segunda restricción corresponde al hecho de que el componente opera en un solo intervalo o en ninguno (está fuera de servicio).

A modo de ejemplo considérese el motor de gas DEUTZ MWM 440 BL8 que lleva incorporados intercambiadores recuperativos de calor para producir agua caliente y cuyos datos de catálogo se muestran en cursiva en la siguiente tabla.

carga (%)	X : PEA (kW)	Y_1 : CGA (kW)	Y_2 : PQA (kW)	
			<i>a</i>	<i>b</i>
50%	400	1205	2,12	357
75%	600	1629	2,32	237
100%	800	2093	804	

Este equipo es el denominado como MA en el diagrama de flujos, Fig. 1, de la instalación de cogeneración analizada. La variable X seleccionada para referir la

carga a la que opera el motor es la potencia eléctrica PEA. Las variables Y_1 e Y_2 serán por tanto el consumo de gas natural CGA y la producción de calor PQA. Los coeficientes a_{ik} y b_{ik} calculados se indican en la tabla. El conjunto de ecuaciones que describe la operación del equipo puede verse en la Fig. 2. Como ejercicio de comprobación de que se ha comprendido la metodología descrita el lector podría reconstruir tablas similares para los otros dos motores de gas y las dos máquinas de refrigeración por absorción a partir de las ecuaciones correspondientes a estos equipos en la Fig. 2. Obsérvese que cuando operan las máquinas de refrigeración por absorción presentan un consumo de energía eléctrica que se ha supuesto constante.

```

! Operación optima de un sistema de cogeneracion
! Resuelto con MacLINDO 5.0.
! Precios compra gas natural = 3.7 pts/kWh
! compra electricidad = 14.0 pts/kWh
! venta electricidad = 13.7 pts/kWh
! ( x 0.57 en horas valle)
! ( x 1.70 en horas punta)
! Aplicacion a dia tipico de verano 11 horas
! (facturacion horas punta)
! Minimizar el coste de operacion en pts/h
MIN 3.7CG+23.8CE-23.3VE
SUBJECT TO
! Consumo de gas natural (kW)
BG) CG-CGA-CGB-CGC-CGAUX=0
! Demanda de electricidad (kW)
BE) CE-PEA+PEB+PEC-CEAUX-CEA-CEBE>=650
! Demanda de calor (kW)
BQ) PQA+PQB+PQC+PQAUX-CQA-CQB>=750
! Demanda de frio (kW)
BF) PFAUX-PFA-PFB>=3000
DAPE) PEA1+PEA2-PEA=0 ! Grupo motor A
DACG) CGA-2.12PEA1-357SDA1-2.32PEA2-237SDA2=0
DAPQ) PQA-0.72PEA1-224SDA1-0.74PEA2-212SDA2=0
DA11)-400SDA1-PEA1>=0 DA12) -600SDA1+PEA1<=0
DA21)-600SDA2-PEA2>=0 DA22) -800SDA2+PEA2<=0
DAS) SDA1+SDA2<=1
DBPE) PEB1+PEB2-PEB=0 ! Grupo motor B
DBCG) CGB-2.10PEB1-529SDB1-2.32PEB2-331SDB2=0
DBPQ) PQB-0.70PEB1-330SDB1-0.72PEB2-312SDB2=0
DB11)-600SDB1+PEB1>=0 DB12) -900SDB1+PEB1<=0
DB21)-900SDB2+PEB2>=0 DB22) -1200SDB2+PEB2<=0
DBS) SDB1+SDB2<=1
DCPE) PEC1+PEC2-PEC=0 ! Grupo motor C
DCCG) CGC-2.11PEC1-694SDC1-2.30PEC2-466SDC2=0
DCPQ) PQC-0.71PEC1-429SDC1-0.70PEC2-441SDC2=0
DC11)-800SDC1+PEC1>=0 DC12) -1200SDC1+PEC1<=0
DC21)-1200SDC2+PEC2>=0 DC22) -1600SDC2+PEC2<=0
DCS) SDC1+SDC2<=1
CGAUX) 0.85CGAUX-PQAUX=0 ! Caldera auxiliar
CEAUX) 3.50CEAUX-PFAUX=0 ! Refrig. mecanica
RAFF) PFA1+PFA2+PFA3-PFA=0 ! Refrig. absor. A
RACQ) CQA-1.50PFA1-75SRA1-2.20PFA2+135SRA2
-2.90PFA3+450SRA3=0
RACE) CEA-7.5SRA1-7.5SRA2-7.5SRA3=0
RA11)-150SRA1+PFA1>=0 RA12) -300SRA1+PFA1<=0
RA21)-300SRA2+PFA2>=0 RA22) -450SRA2+PFA2<=0
RA31)-450SRA3+PFA3>=0 RA32) -600SRA3+PFA3<=0
RAS) SRA1+SRA2+SRA3<=1
RBPF) PFB1+PFB2+PFB3-PFB=0 ! Refrig. absor. B
RBCQ) CQB-1.50PFB1-100SRB1-2.20PFB2+180SRB2
-2.90PFB3+600SRB3=0
RBCE) CEB-8.5SRB1-8.5SRB2-8.5SRB3=0
RB11)-200SRB1+PFB1>=0 RB12) -400SRB1+PFB1<=0
RB21)-400SRB2+PFB2>=0 RB22) -600SRB2+PFB2<=0
RB31)-600SRB3+PFB3>=0 RB32) -800SRB3+PFB3<=0
RBS) SRB1+SRB2+SRB3<=1
END
INTEGER SDA1, SDA2, SDB1, SDB2, SDC1, SDC2,
SRA1, SRA2, SRA3, SRB1, SRB2, SRB3

```

Figura 2. Programa de optimización

OPERACIÓN ÓPTIMA

La Fig. 3 muestra la demanda de energía eléctrica (DE), agua caliente (DQ) y refrigeración (DF) de un hospital para un día típico de verano y otro de invierno.

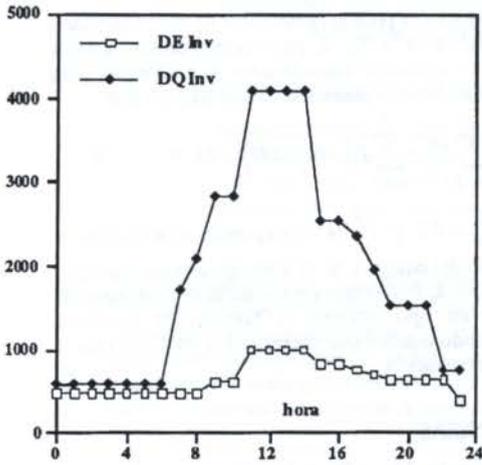


Figura 3a. Demanda de electricidad y calor en un día típico de invierno (kW).

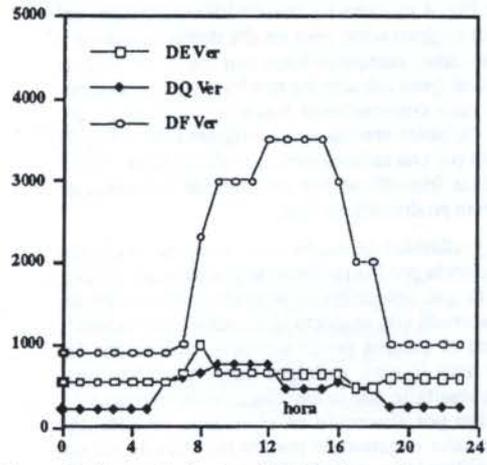


Figura 3b. Demanda de electricidad, calor y frío en un día típico de verano (kW)

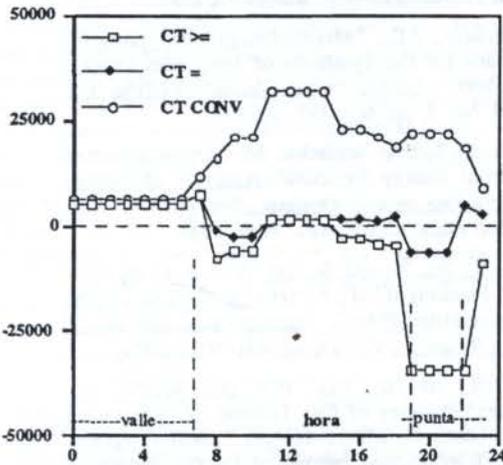


Figura 4a. Costes de operación en un día típico de invierno (ptas/hora)

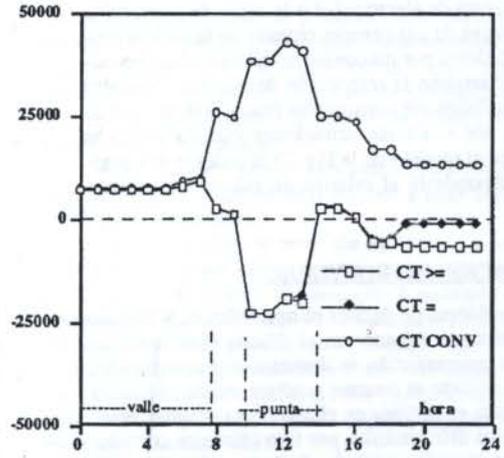


Figura 4b. Costes de operación en un día típico de verano (ptas/hora)

La estructura del sistema de cogeneración empleado junto con la nomenclatura utilizada para los flujos de energía se presentan en la Fig. 1. Los motores de gas dotados de intercambiadores recuperativos cogeneran calor (agua caliente) y trabajo (energía eléctrica). Si es necesario puede utilizarse una caldera auxiliar (CAUX) para producir calor. También existe una instalación auxiliar para la producción de agua fría por compresión mecánica (FAUX). Se supone que estos dispositivos auxiliares, que proceden del sistema antiguo, no tienen limitación de carga. El sistema está conectado a la red eléctrica pudiendo comprar y vender energía sin limitación de cantidad a los precios indicados en el encabezamiento de la Fig. 2. Esta figura constituye el programa correspondiente a la política óptima de operación. Puede verse que el criterio empleado es minimizar los costes variables CT asociados a los intercambios de energía con el exterior (CG : gas natural, CE : compra de energía eléctrica, VE : venta de energía eléctrica).

Las ecuaciones correspondientes al modelo de operación de la planta en estado estacionario son los balances de energía para las cuatro utilidades presentes (gas

natural, electricidad, calor y frío) y los modelos que describen las prestaciones de los equipos individuales. Con respecto a los balances de energía se emplea el criterio de desigualdad ($compras + producción - ventas \geq demanda$) por ser más flexible. De hecho se ha comprobado que para determinadas condiciones de demanda (bajo consumo de calor) y precios (horas llano y punta de facturación eléctrica) convendrá operar los motores de gas a máxima potencia aunque no se aproveche totalmente la energía térmica de los gases de escape para producir calor por falta de consumo. Los modelos correspondientes a la operación de los equipos auxiliares de producción de calor y frío quedan constituidos por una única ecuación lineal que relaciona consumo y producción a través de un consumo específico constante: $1/\eta$ [kW (gas natural)/kW (calor)] para la caldera (donde $\eta = 0,85$ es el rendimiento térmico) y $1/COP$ [kW (electricidad)/kW (frío)] para la refrigeración mecánica (donde $COP = 3,50$ es el coeficiente de operación). Los modelos correspondientes a la operación de los motores de gas y máquinas de refrigeración por absorción se linealizan por intervalos de carga según la técnica descrita en el apartado anterior.

La Fig. 4 muestra los resultados económicos del sistema de cogeneración para un día típico de verano y otro de invierno, comparándolos con los de un sistema convencional (para calcular los resultados correspondientes al sistema convencional basta con igualar a cero todas las variables enteras en el programa de la Fig. 2) constituido por una caldera para la producción de calor y de máquinas frigoríficas por compresión mecánica de vapor para la producción de frío.

La posibilidad de vender (o no comprar) la electricidad producida por los motores de gas en horas llano y punta es lo que determina la acusada disminución de costes observada con respecto al sistema convencional. Vemos que el sistema puede operarse incluso con un beneficio neto (costes variables negativos). Por otra parte debe resaltarse que la introducción de máquinas de refrigeración por absorción en el sistema permite dar utilidad al calor cogenerado por los motores de gas en verano, ampliando su período de operación efectiva, lo cual resulta clave para la viabilidad económica de todo proyecto de cogeneración. La elevada diferencia entre el precio de venta de electricidad y su coste de producción en los motores de gas permite obtener un beneficio económico adicional por no consumir todo el calor cogenerado. Si se impone la restricción de que las utilidades producidas deben ser consumidas (basta con sustituir el criterio \geq por $=$ en las ecuaciones que formulan la demanda en el modelo de la Fig. 2) la política de operación correspondería al criterio de máxima eficiencia energética.

OPTIMIZACIÓN ESTRUCTURAL

El problema de decidir el tipo, número y tamaño de los equipos a emplear en el diseño óptimo de un sistema de cogeneración es francamente complicado, sobre todo cuando el sistema produce varias utilidades cuya demanda es variable en el tiempo y consume recursos de precios diferenciados por tipo (distintos combustibles alternativos) o período de facturación (energía eléctrica). Una forma cabal de resolver este problema y que hace uso de las técnicas de programación lineal-entera es la propuesta por Horii et al (1987 a, b).

Sea la estructura formada por los equipos ($i = 1, \dots, I$) con inversión inicial Z_i [ptas.] y factor de amortización y mantenimiento ξ_i [año⁻¹]. Los intercambios de utilidades ($j = 1, \dots, J$) del sistema de cogeneración con su entorno se denotan como C_j^k (compra), V_j^k (venta), D_j^k (demanda interna) y se expresan en kW, siendo $k = 1, \dots, K$ los períodos de duración H^k [horas/año] en que se discretiza la operación anual del sistema. Lógicamente en estos períodos los precios de compra c_j^k y venta v_j^k de las utilidades [ptas./kWh] serán constantes y las demandas D_j^k regulares. El objetivo consistirá en minimizar los costes anuales en ptas/año:

$$\sum_{i=1}^I \xi_i Z_i + \sum_{k=1}^K H^k \left[\sum_{j=1}^J c_j^k C_j^k - v_j^k V_j^k \right]$$

y las restricciones podrán presentarse de modo similar a lo establecido en la Fig. 2, pero extendiéndose a los k períodos de operación considerados. Por ejemplo, para cada utilidad deberán plantearse K balances del tipo:

$$C_j^k + \sum_{i=1}^I P_{ij}^k - \sum_{i=1}^I F_{ij}^k - V_j^k \geq D_j^k \quad (k = 1, \dots, K)$$

donde F_{ij}^k [kW] y P_{ij}^k [kW] expresan el consumo y producción del equipo i de la correspondiente utilidad j en el período k . Probaremos estructuras de composición diferente en tipo, número y tamaño de equipos, seleccionando aquella que presente los menores costes anuales de operación.

REFERENCIAS

- de la Fuente, J.L., "Tecnologías computacionales para sistemas de ecuaciones, optimización lineal y entera", Editorial Reverté, Barcelona, 1993.
- Grossmann, I.E., "Mixed-Integer Programming approach for the Synthesis of Integrated Process Flowsheets", *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 9, No. 5, pp. 463-482, 1985.
- Halasz, M.S., Chandrashekar, M., "Optimization of Industrial Energy Systems", *Analysis of Energy Systems-Design and Optimization*, pp. 1-9, R.A. Gaggioli (Ed.), ASME, New York, 1985.
- Horii, S., Ito, K. and Suzuki, Y., "A Computer-Aided Planning (CAP) System for the Gas Engine Co-generation Plant", *International Journal of Energy Research*, Vol. 11, pp. 491-505, 1987a.
- Horii, S., Ito, K., Pak, P.S. and Suzuki, Y., "Optimal Planning of Gas Turbine Co-generation Plants based on Mixed-Integer Linear Programming", *International Journal of Energy Research*, Vol. 11, pp. 507-518, 1987b.
- Schrage, L. "LINDO User's Manual (Release 5.0)", The Scientific Press, San Francisco, 1991.
- Yokohama, R., Ito, K., Kamimuru, K. and Miyasacke, F., "Development of a General-Purpose Optimal Operational Planning System for Energy Supply Plants", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 116, pp. 290-296, Dec 1994.

ABSTRACT

The cogeneration systems for commercial and district applications provide electric power, heating and cooling whose demands are variable through time. This fact should be taken into account in every project because is the most important factor when determining the adequate system structure and its optimum operating conditions. Using a numerical example, the validity and effectiveness of the MILP methodology proposed here is ascertained.

QUANTIFICANDO DADOS QUALITATIVOS PARA OBTENÇÃO DE SIMILARIDADES EM TECNOLOGIA DE GRUPO

José Arnaldo Barra Montevechi, Germano Lambert Torres - Instituto de Engenharia Mecânica - Escola Federal de Engenharia de Itajubá - Brasil
Paulo Eigi Miyagi, Marcos Ribeiro Pereira Barretto - Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade de São Paulo - Brasil

RESUMO

Este artigo descreve um procedimento para quantificação de dados qualitativos para aplicações em Tecnologia de Grupo. É utilizado o Analytic Hierarchy Process (AHP) para a obtenção de pesos para cada atributo em questão. O procedimento facilita a inclusão de características incertas ou qualitativas para serem avaliadas quando se está desejando obter similaridades entre peças. Esta alternativa é complementar a maioria dos métodos existentes que normalmente tratam com dados quantitativos. Para melhor compreensão um exemplo de atribuição de pesos para uma característica qualitativa é mostrado.

INTRODUÇÃO

O artigo aborda o problema da quantificação de dados, visando o agrupamento de peças, baseado em um conjunto de características incertas. Ao contrário das características certas que são únicas e definidas de forma não ambígua, as incertas não possuem definição clara (Arieh e Triantaphyllou 1994). Estas características normalmente são qualitativas e descrevem os atributos em termos incertos, tais como, "grande, estreito, médio, complexo, alto, baixo...". Exemplos destas características podem ser, rugosidade das peças ou complexidade de forma. No caso da característica complexidade de forma, pode se ter uma classificação por atributos, de por exemplo, muito complexa, complexidade média ou pouca complexidade.

O artigo mostra uma maneira de se quantificar estas características qualitativas, um procedimento importante para um futuro agrupamento em famílias. Para o caso é usado o método AHP (Analytic Hierarchy Process) que tem sido utilizado como ferramenta de suporte em tomadas de decisão. O método fundamenta-se na comparação dos atributos das diversas características, dois a dois. Desta forma é possível obter uma escala de importância de cada um dos atributos, fato essencial para obtenção das famílias de peças que considerem incertezas. É montada uma matriz quadrada avaliando-se a importância de um atributo sobre o outro, utilizando para isto uma escala adequada quando é feita a comparação. Definida a matriz de comparação, calcula-se o autovalor e seu correspondente autovetor para a matriz. O autovetor dá a ordem de prioridade ou hierarquia dos atributos estudados, que para o problema em questão representará os pesos dos diversos atributos designados para uma dada característica. O autovalor será a medida que permitirá avaliar a consistência ou a qualidade da solução obtida.

Obtido os pesos dos atributos, das diversas características que se está analisando, é possível agora utilizar um procedimento para encontrar peças similares, fato que poderá levar a, por exemplo, otimização de processos.

A METODOLOGIA DO MÉTODO AHP

Um problema da teoria da decisão é como atribuir pesos para um conjunto de atividades de acordo com a sua importância. Este fato também é observado quando se quer

avaliar dados qualitativos em Tecnologia de Grupo.

O AHP (Analytic Hierarchy Process) é um método que permite atribuir pesos, para por exemplo, atributos em que se necessita ter uma ponderação e valores numéricos não podem ser obtidos diretamente. O problema é então encontrar o valor relativo ou prioridade de cada atributo com respeito a característica em questão. Esta lista de prioridade torna-se então pesos, que podem ser usados na classificação por similaridades que se deseja.

O método trabalha com uma matriz de comparação, por pares de atributos, cujas entradas indicam a força com a qual um atributo domina outro.

Se, por exemplo, os pesos são w_i , $i = 1, \dots, n$, onde n é o número de atributos, então uma entrada a_{ij} é uma estimativa de w_i/w_j . A formulação de escalação é traduzida em um problema do maior autovalor. A teoria assegura a existência de um autovalor real positivo para matrizes com entradas positivas cujo autovetor associado é um vetor de pesos. Este autovetor pode ser normalizado para ter a soma de seus valores igual a um, ou para que o maior valor encontrado seja um. Estes autovetores são únicos.

Especial ênfase, do AHP, é dada sobre a integração do julgamento humano em decisões e a medida de consistência destes julgamentos. Do ponto de vista teórico, a consistência é uma condição necessária para representação de um problema real com uma escala.

Supondo que deseja-se comparar um conjunto de n atributos em pares de acordo com seus pesos relativos. Designando os atributos por A_1, \dots, A_n e seus pesos por w_1, \dots, w_n . As comparações por pares podem ser representadas por uma matriz como indicado em (1).

$$\begin{matrix} & A_1 & A_2 & \dots & A_n \\ \begin{matrix} A_1 \\ A_2 \\ \vdots \\ A_n \end{matrix} & \begin{bmatrix} w_1/w_1 & w_1/w_2 & \dots & w_1/w_n \\ w_2/w_1 & w_2/w_2 & \dots & w_2/w_n \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ w_n/w_1 & w_n/w_2 & \dots & w_n/w_n \end{bmatrix} \end{matrix} \quad (1)$$

A matriz (1) tem em todas as entradas valores reais e positivos, satisfazendo ainda a propriedade (2).

$$a_{ji} = 1/a_{ij} \quad (2)$$

A matriz (1) recebe o nome de matriz recíproca positiva. Pode se ver que se a matriz (1) for multiplicada

pelo vetor transposto w^T que tem como valores w_1, \dots, w_n , será obtido o vetor nw . Com isto, o problema toma a forma indicada em (3).

$$Aw = nw \tag{3}$$

O raciocínio até agora assume que w (peso) é conhecido. Mas se somente tem A e deseja-se calcular w , é necessário resolver o sistema de equações indicado por (4).

$$(A - nI)w = 0 \tag{4}$$

Em (4) w é desconhecido. O sistema de equações terá uma solução não zero se e somente se n é um autovalor de A . Isto é uma raiz da equação característica de A . Mas A tem dimensão 1 ($\dim \{A\} = 1 \Rightarrow$ todas as linhas da matriz são linearmente dependentes da primeira) desde que cada linha seja uma constante múltipla da primeira linha. Assim todos os autovalores $\lambda_i, i = 1, \dots, n$, serão zero exceto um. Portanto somente um dos λ_i , que será chamado λ_{max} , terá um valor diferente de zero e será o valor n .

A solução w para este problema é qualquer coluna de A . As soluções se diferem por uma constante multiplicativa. Entretanto, é conveniente normalizar esta solução para que a soma dos componentes seja igual a um ou para que o componente de maior intensidade tenha peso um. O resultado será uma solução única não importando qual coluna foi usada. Desta maneira foi recuperada uma escala proveniente da matriz de razões.

A matriz A satisfaz a propriedade de consistência (5), e é chamada de consistente. Por exemplo, se for dado qualquer linha de A , pode-se determinar as entradas restantes desta relação.

$$a_{ij}a_{jk} = a_{ik} \tag{5}$$

Agora supondo que se esta tratando com a situação em que a escala não é conhecida, e se tem a estimativa das razões na matriz, para este caso a consistência citada pode não ocorrer.

Para uma representação, realista, da situação em comparações de preferência, deve-se considerar a inconsistência em julgamentos, porque, mesmo se esforçando os sentimentos e preferências humanos são inconsistentes e intransitivos.

Sabe-se que em qualquer matriz, pequenas perturbações nos coeficientes implica pequenas perturbações nos autovalores. Assim o problema mostrado por (4) torna-se o representado por (6).

$$A'w' = \lambda_{max}w' \tag{6}$$

Também sabe-se que uma matriz de entradas positivas tem um autovalor real positivo cujo modulo excede a todos os outros autovalores. O correspondente autovetor tem entradas não negativas e quando normalizado é único. Alguns dos autovalores remanescentes podem ser complexos.

Supondo que se tenha a matriz recíproca positiva. O que se pode dizer sobre uma estimativa global de inconsistência para uma perturbação grande ou pequena das suas entradas? Em outras palavras quanto é próximo λ_{max} de n e w' de w ? Se eles não são próximos pode-se revisar a estimativa feita na matriz. Nota-se que melhorando a consistência não significa que se está obtendo uma resposta próxima da solução real. Significa somente que as estimativas das razões na matriz, são mais próximas de serem logicamente relacionadas que se forem escolhidas aleatoriamente.

A partir daqui será usado $A = (a_{ij})$ para estimar a matriz e w para o autovetor. A matriz recíproca A de entradas positivas só é consistente se $\lambda_{max} = n$.

Com a inconsistência tem-se que $\lambda_{max} > n$ sempre. Para estimar o autovetor, para o caso de não consistência, uma maneira é multiplicar as entradas de cada linha da matriz A e tirar a raiz n (número de atributos). Desde que deseja-se ter valores que somados resultem em 1, normaliza-se o vetor encontrado anteriormente pela soma de todas as entradas deste vetor. Se deseja-se ter o elemento de maior valor com pertinência 1, basta dividir o vetor previamente encontrado pelo mais alto valor. Este autovetor é que poderá ser usado para quantificar dados qualitativos em TG.

Mas, a consistência dos julgamentos não é óbvia e tem de ser examinada. Uma medida de consistência será a razão de consistência (RC). A razão de consistência é obtida primeiramente estimando λ_{max} . Saaty (1977) estima λ_{max} somando as colunas da matriz A e multiplicando este resultado (que é um vetor) por w , normalizado para que o somatório dos valores do autovetor seja 1. Ele estabelece, então, a expressão (7) como um índice de consistência (IC) para a estimativa feita para a matriz recíproca A .

$$IC = \frac{(\lambda_{max} - n)}{(n - 1)} \tag{7}$$

(RC) é obtido por (8), onde CR é um índice de consistência randômica, originado de uma amostra de 500 matrizes recíprocas positivas geradas randomicamente com as entradas do conjunto $\{1/9, 1/8, \dots, 1, 2, \dots, 8, 9\}$.

$$RC = \frac{IC}{CR} \tag{8}$$

Se os cálculos produzem um RC maior que 0.10, então é recomendado uma revisão da matriz de julgamento A , até RC ser menor ou igual a 0.10. Uma tabela obtida para valores de RC em função do número de atributos que se está estudando (ordem da matriz) é visto na figura 1.

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9
IC Randômico	0	0	0.58	0.9	1.12	1.24	1.32	1.41	1.45

Figura 1: Tabela para se verificar a consistência

QUANTIFICANDO DADOS QUALITATIVOS

Os julgamentos das pessoas são tomados qualitativamente e uma correspondente escala de valores é atribuída a eles. Em geral, não se espera uma consistência para todas as entradas da matriz, porque os sentimentos das pessoas não correspondem a uma fórmula exata. O pensamento das pessoas podem não ser transitivos. Entretanto, para se ter uma melhora na consistência nos julgamentos numéricos, qualquer valor de a_{ij} é atribuído comparando o atributo i com o j , e o valor recíproco é atribuído automaticamente para a_{ji} . Este valor será $a_{ji} = 1/a_{ij}$.

Mas qual a escala numérica deve ser usada nas matrizes de comparação por pares? Qualquer problema que se trabalhe é necessário usar números sensíveis. Destes números o processo de autovalor pode providenciar uma escala. A escala proposta por Saaty (1977) é útil para valores de n menor que 10, e esta mostrada na figura 2.

Pode-se notar que o número zero não é utilizado na escala. Isto é natural, porque ele não pode ser usado, já que o

recíproco deste número é indeterminado. Os recíprocos de todos os valores, que são maiores ou iguais a 1, devem ser colocados na posição transposta, sendo estes valores obtidos diretamente após o julgamento de dois atributos (ou seja, não sendo obtido por julgamento).

Intensidade de importância	Definição	Explicação
1	Igual importância	Duas atividades contribuem igualmente para o objetivo
3	Fraca importância de uma sobre a outra	Experiência e julgamento favorecem ligeiramente uma atividade e relação a outra
5	Essencial ou forte importância	Experiência e julgamento favorecem fortemente uma atividade em relação a outra
7	Importância demonstrada	Uma atividade é fortemente favorecida e sua dominância é demonstrada na prática
9	Absoluta importância	A evidência favorecendo uma atividade sobre a outra é a mais alta ordem de afirmação
2, 4, 6, 8	Valores intermediários entre dois julgamentos sucessivos	Quando se deseja um maior compromisso
Recíprocos dos valores acima	Se uma atividade <i>i</i> tem um dos valores não zero acima quando comparado com a atividade <i>j</i> , então <i>j</i> tem um valor recíproco quando comparado com <i>i</i> .	
Racionais	Razões surgidas da escala	Se a consistência foi forçada para obtenção de <i>n</i> valores numéricos para cobrir a matriz

Figura 2: A escala de Saaty

Uma questão típica a perguntar no momento de se preencher a matriz de comparações é considerando dois atributos, *i* no lado esquerdo da matriz e outro atributo *j* acima, qual dos dois tem a propriedade em discussão mais e quanto mais forte (usando a escala de 1 a 9)? Isto leva a obtenção de a_{ij} . O valor recíproco a_{ji} é então automaticamente atribuído.

Deve ser lembrado que a consistência é necessária, mas não é condição suficiente para que o julgamento tenha sido feito da melhor maneira possível. A consistência pode ser boa, mas a correspondente dos julgamentos pode ser pobre.

Saaty (1977) testou a sua proposta em problemas de diversos tipos em que se sabia o valor real, para que a força da sua proposta fosse testada, este fato permitiu a validação de seu método.

UM EXEMPLO DE APLICAÇÃO

Para melhor entendimento da proposta de Saaty (1977), que pode ser utilizada para quantificação de dados subjetivos e qualitativos importantes na obtenção de similaridades, será detalhada a obtenção de pesos para uma determinada característica.

Imagine que uma das características selecionadas para análise de similaridades fosse a complexidade de forma. A esta característica são dados atributos qualitativos, como por exemplo, muito complexa, complexa, média complexidade, baixa complexidade e nenhuma complexidade. Não é possível analisar esta característica sem uma atribuição de pesos correspondentes aos atributos dados. Pode se dar pesos mediante a consulta a um especialista, mas qual o critério utilizado? Para tentar ter uma solução mais adequada e próxima da realidade pode se usar a metodologia do AHP.

De uma base de dados foi detectado que existiam 7 peças que farão parte da análise de similaridades. Estas peças e os atributos dados para a característica complexidade de forma, pode ser vista na figura 3.

CARACTERÍSTICA: COMPLEXIDADE DE FORMA	
Peças	Atributos
1	muito complexa
2	complexa
3	média complexidade
4	baixa complexidade
5	nenhuma complexidade
6	complexa
7	muito complexa

Figura 3: Atributos de complexidade de forma para 7 peças

Pela análise da figura 3 pode-se concluir que embora existam 7 peças, apenas 5 atributos diferentes classificam todas elas. É preciso agora atribuir pesos a cada um destes atributos. O primeiro passo é a obtenção da matriz recíproca positiva, como indicado na figura 4. Os valores atribuídos são dados por quem faz a análise, baseado na escala mostrada na figura 2. É claro que a importância será julgada para os objetivos que se deseja no momento.

Nota-se que atribuir os valores entre 1 e 9 é muito mais fácil do que 1/9 a 1/2. Deve-se deixar o valor recíproco, que é o inverso, para atribuição automática. Agora pode-se gerar o autovetor desta matriz, o que é feito aplicando a fórmula (9).

Em (9) *n* é o número de atributos que se está analisando. Aplicando (9) para cada uma das linhas da matriz, mostrada na figura 4, chega-se ao autovetor normalizado para que o maior peso seja 1 e que é mostrado na figura 5.

	muito complexa	complexa	média complexidade	baixa complexidade	nenhuma complexidade
muito complexa	1	3	5	7	9
complexa	1/3	1	3	5	7
média complexidade	1/5	1/3	1	3	5
baixa complexidade	1/7	1/5	1/3	1	3
nenhuma complexidade	1/9	1/7	1/5	1/3	1

Figura 4: Matriz A de comparações por pares

$$V_i = \left(\prod_{j=1}^n a_{ij} \right)^{1/n} \quad (9)$$

Para que se possa usar os valores propostos como pesos para os atributos, é necessário que se verifique a consistência da resposta obtida. Primeiramente é necessário normalizar o vetor obtido para que o somatório de seus valores seja igual a 1. Para isto basta dividir cada entrada do vetor normalizado da figura 5 pelo Σ destas entradas. O novo autovetor é o indicado por (10). Dependendo do problema que se está analisando, (10) pode ser o autovetor de interesse.

Obtido o autovetor (10) é necessário agora calcular o autovalor λ_{max} , com ele será possível verificar a consistência do autovetor obtido. λ_{max} é calculado por (11).

Em (11) *f* é obtido pelo Σ das colunas da matriz da figura 4. Aplicando-se (11) tem-se (12) e o valor do autovalor que se deseja (λ_{max}).

Atributos	Autovetor obtido por (6)	Autovetor normalizado
muito complexa	3.936	1.000
complexa	2.036	0.517
média complexidade	1.000	0.254
baixa complexidade	0.491	0.125
nenhuma complexidade	0.254	0.064
Σ		1.960

Figura 5: Obtenção do autovetor

$$V = [0.51 \ 0.2638 \ 0.1295 \ 0.0636 \ 0.0329] \quad (10)$$

$$\lambda_{\max} = V.t \quad (11)$$

$$\lambda_{\max} = [0.51 \ 0.2638 \ 0.1295 \ 0.0636 \ 0.0329] \begin{bmatrix} 1.786 \\ 4.676 \\ 9.533 \\ 16.333 \\ 25 \end{bmatrix} = 5.24 \quad (12)$$

Usando a expressão apresentada em (8) chega-se ao índice de consistência (IC), mostrado em (13).

$$IC = \frac{(\lambda_{\max} - n)}{(n-1)} = \frac{5.24 - 5}{5 - 1} = 0.06073 \quad (13)$$

Para se saber se este índice significa uma consistência aceitável é necessário calcular um outro valor que será a razão entre IC e um outro valor retirado de uma tabela em função do número de atributos que se está estudando. Este valor para ser aceitável deve ser ≤ 0.10 . O valor a ser usado é retirado da figura 1.

O valor para o caso em estudo é 1.12 ($n = 5$). A razão $0.06073/1.12 = 0.054 \leq 0.10$, e portanto do ponto de vista matemático o autovetor obtido pode ser usado para atribuição de pesos aos atributos estudados. Se este valor fosse > 0.10 seria necessário uma reavaliação da matriz da figura 4.

Após estes cálculos os valores de pesos atribuídos as peças estão descritos na figura 6.

CARACTERÍSTICA: COMPLEXIDADE DE FORMA		
Peças	Atributos	Pesos
1	muito complexa	1
2	complexa	0.517
3	média complexidade	0.254
4	baixa complexidade	0.125
5	nenhuma complexidade	0.064
6	complexa	0.517
7	muito complexa	1

Figura 6: Pesos atribuídos a valores qualitativos

CONCLUSÕES

A TG trabalha com o agrupamento de peças que tenham características similares, mas freqüentemente pode-se deparar com características incertas (fuzzy). Características estas que definem de uma forma qualitativa a descrição dos atributos que são atribuídos à cada peça. Os métodos tradicionais cuidam apenas dos dados quantitativos. Os dados são discretizados e perfeitamente definidos para o agrupamento. Para tratar com dados qualitativos ou subjetivos foi mostrado aqui uma aplicação do AHP, que traz uma solução para o problema. Desta maneira pode-se definir características para serem usadas em TG, que não são estritamente numéricas, e que podem ser analisadas para um cenário específico de interesse do momento em que se esta

obtendo a quantificação.

A restrição não estará no número de peças que se analisará, mas na quantidade de atributos que são usados para uma determinada característica. O método solicita do decisor o empenho para avaliar 2 itens ao mesmo tempo.

A afirmação, feita por Saaty (1977), de que o ser humano tem um limite de 7 +/- 2 objetos para comparação, não invalida o método para o problema em questão. Normalmente, para designar uma característica, de uma forma qualitativa em TG, o número 10, colocado como limite, é mais que suficiente. Mesmo a afirmação de Triantaphyllou e Mann (1990) e Triantaphyllou et al (1990) que o método tem altas taxas de falhas, é principalmente devido ao fato que nos testes feitos por ele, foram testados ordem de matriz de até 30, muito acima do índice de confiabilidade estipulado por Saaty (1977). O índice de falha (inversão de ordenação) para ordem até 10 fica em torno do valor de 0.10 utilizado para aceitação ou não das respostas.

Bons julgamentos dão sempre bons resultados, incluindo a estimação direta. De qualquer maneira, a proposta é um mecanismo alternativo, interessante e útil de resolver o problema de dados qualitativos, constituindo em um método sistematizado de abordar o problema.

Os valores obtidos para uma determinada característica em conjunto a pesos atribuídos a outras características formarão uma matriz de incidência de peças vs características, em que cada entrada representará a pertinência, ou seja a intensidade da característica observada na peça em questão. Esta nova matriz deve ser submetida a um algoritmo que avalie similaridades, agrupando peças que possuam características semelhantes. A estes grupos de peças, que normalmente são chamados de famílias, as características selecionadas para a análise de similaridades, indicarão a natureza da racionalização que se está buscando. Podendo ser esta racionalização, por exemplo, dos processos das peças de uma empresa.

REFERÊNCIAS

- Arieh, D. B. e Triantaphyllou, E., "Quantifying data for group technology with weighted fuzzy features", International Journal of Production Research, pp. 1285 - 1299, 1994.
- Saaty, T. L., "A Scaling Method for Priorities in Hierarchical Structures", Journal of Mathematical Psychology 15, pp.234 - 281, 1977.
- Triantaphyllou, E.; Mann, S. H., "An evaluation of the eigenvalue approach for determining the membership values in fuzzy sets", Fuzzy Sets Systems 35, pp. 295 - 301, 1990.
- Triantaphyllou, E.; Pardalos, P.M.; Mann, S.H., "The Problem of Determining Membership Values in Fuzzy Sets in Real World Situations", Operations Research and Artificial Intelligence: The Integration of Problem Solving Strategies, Boston, MS: Kluwer Academic Publishers. pp. 197 - 214, 1990.

ABSTRACT

In this article a procedure for quantify qualitative data to group technology is discribed. It uses the Analytic Hierarchy Process (AHP) to give membership assignment for each feature in question.

SENSITIVITY ANALYSIS IN TERMS OF PSEUDO BOND GRAPHS.

José M. Cabanellas, Jesús Féliz, Carlos Vera.
INSIA. Instituto Universitario de Investigación del Automóvil.
c/ José Gutiérrez Abascal, 2. 28006 Madrid. Spain
Tel. 34-1-3363116 FAX: 34-1-3363003

ABSTRACT.

This paper presents a technique for a sensitivity analysis of the response of a dynamic system formulated with bond graphs. This technique is based on the application of the direct differentiation method on the basic equations of bond graph formulation. A new schema is obtained corresponding to a pseudo bond graph whose response is the sensitivity of the original system response. This technique together with the simulation program BONDYN provides a procedure for the sensitivity analysis of dynamic systems in a simple and exact way, eliminating the formulation, precision and computer implementation problems. Two examples are included to show the application of the proposed method.

Keywords: Sensitivity analysis, Optimization, Bond graphs, System dynamics, Direct differentiation.

1. INTRODUCTION.

Design sensitivity analysis is the previous step in the design optimization of a dynamic system. Chang and Nikravesh (1985) developed the application of the direct differentiation method for multibody systems. Sohoni and Haug (1982) and Haug et al. (1984) developed the technique of the adjoint variable. García de Jalón and Bayo (1993) discuss the previous methods, preferring the first, as do the authors of this paper.

The technique developed in this paper is based on the direct differentiation for sensitivity analysis applied to general systems formulated on bond graphs. Simulation examples presented herein have been developed using the BONDYN program (Féliz et al. 1990, Vera et al. 1992).

2. THE DIRECT DIFFERENTIATION METHOD.

A dynamic system, where B is the set of the m design variables, X is the set of n response variables and t the time variable, is expressed by means of a system of differential or differential algebraic equations Φ :

$$\Phi(B, X(B, t), t) = 0 \quad (1)$$

The optimization problem additionally has the p constraint equations, including the objective function:

$$\Psi(B, X(B)) \leq 0 \quad (2)$$

The objective of the sensitivity analysis is to determine the matrix S , with dimensions $p \times m$, so that:

$$\delta\Psi = S \delta B \quad (3)$$

i.e., to find increment $\delta\Psi$ when increment δB occurs.

The direct differentiation method consists in integration after differentiating the constraint equations (2). Taking the first order approximation of (3):

$$\delta\Psi(B, X(B)) = \Psi_B \delta B + \Psi_X \delta X \quad (4)$$

where subindices B and X indicate, in this case, the partial derivatives of Ψ with respect to X and to B . These derivatives have to be obtained explicitly. The dependence of X with respect to B is expressed by the following equation:

$$\delta X = X_B \delta B \quad (5)$$

Substituting this equation in (4):

$$\delta\Psi = (\Psi_B + \Psi_X X_B) \delta B \quad (6)$$

From the previous relationship, it can be seen that sensitivity matrix S has the following expression:

$$S = \Psi_B + \Psi_X X_B \quad (7)$$

Variables X_B are the system response sensitivities with respect to the design variables. To find them, a first order approximation is applied to the system equations (1):

$$\delta\Phi = 0 = (\Phi_B + \Phi_X X_B) \delta B \quad (8)$$

This relationship has to be fulfilled for every δB , then:

$$\Phi_B + \Phi_X X_B = 0 \quad (9)$$

The integration of this system allows X_B to be calculated so that, substituting in (7), it permits S to be calculated.

3. IMPLEMENTATION OF THE METHOD IN A BOND GRAPH WITH LINEAR PORTS.

The basic idea is to obtain the sensitivity equations not from the final equations of the dynamic system, but rather directly from the bond graph. The procedure is the same as in a bond graph where the final system equations are obtained starting from the equations of ports and junctions of the bond graph schema that represents the original dynamic system.

In the new sensitivity bond graph, the product of effort e_B and flow f_B has no physical meaning because f_B has units of $[flow]/[B]$, e_B has units of $[effort]/[B]$ and the product $f_B \times e_B$ has units of $[flow \times effort] / B^2$. For this reason a new bond graph schema, that would represent a pseudo bond graph, permits the equations for the sensitivity analysis to be obtained.

To build this pseudo bond graph, a first order direct differentiation is applied to the equations of ports and junctions and a new schema is found corresponding to these new equations. The mathematical method is similar as the used in the linearization of a physical system (Karnopp, 1977). New sources appear in order to represent the new terms which appear due to the differentiation with respect to parameter B .

The application of direct differentiation to the equations for 0 and 1-junctions, because of the linear character of differentiation, maintains the same structure with the sensitivity variables e_{B_i} and f_{B_i} instead of response variables e and f . I.e., in the schema of the pseudo system the 0 and 1-junctions remain invariable:

$$\begin{array}{l} \text{Junction} \\ 0 \\ 1 \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Orig. sist} \\ \Sigma f_j = 0 \\ \Sigma e_j = 0 \end{array} \quad \begin{array}{l} \text{Pseudo sist.} \\ \Sigma f_{B_i} = 0 \\ \Sigma e_{B_i} = 0 \end{array} \quad \begin{array}{l} (10) \\ (11) \end{array}$$

where f_j and e_j are the flows or the efforts, with their corresponding sign, that are attached in a 0 or 1-junction, respectively.

To obtain sensitivity with respect to a parameter B_i the ports, with parameter B_j , those are not affected by B_i , also they remain invariable in the pseudo bond graph:

$$\begin{array}{ll} \text{Original port} & \text{Pseudo system port} \\ e_j = B_j f_j & e_{jB_i} = B_j f_{jB_i} \end{array} \quad (12)$$

In example 1, where the sensitivity with respect to J is found, the structure of the other ports that not depend on J remains equal.

The structure of the schema varies in ports where the parameter with which the sensitivity analysis is being performed appears. We use an inertia port as an example. The differential equation of this port is:

$$e(M) = M \dot{f}(M) \quad (13)$$

$$e_M = M \dot{f}_M + \dot{f} = \dot{e}_M - \hat{e}_M \quad (14)$$

$$\dot{e}_M = M \dot{f}_M \quad (15)$$

$$\hat{e}_M = -\dot{f} \quad (16)$$

where f_M and e_M are the flow and effort sensitivities in this inertia port. Equation (14) can be interpreted with e_M being the difference of efforts $\dot{e}_M - \hat{e}_M$ in an 1-junction. Flow is conserved, in this 1-junction, which in this case is f_M . In equation (11), \dot{e}_M is the effort of an inertia port, identical to the original, but which returns flow f_M . The variable \hat{e}_M can be understood as an effort source attached to a 1-junction proceeding from the original system.

The transformation of equation (14) into a bond graph schema is shown in figure 1.

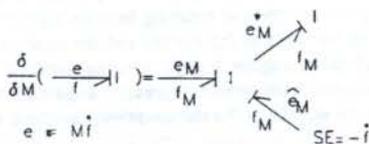


Figure 1. Inertance port.

In figure 1, the notation * is used to designate flow or effort sensitivity that are obtained from the pseudo bond graph, in ports identical to the original bond graph ones. The notation $\hat{\cdot}$ is used to designate flow or effort which, in the form of sources, proceed from the original system. The notation of e_B and f_B is used to designate the effort and the

flow sensitivities with respect to parameter B , not as a partial derivative. The sensitivity is a total differentiation of the variable, p.e., $e_B = \delta e / \delta B$ and $e_B \neq \partial e / \partial B$.

Note that sensitivities e_M and f_M in figure 1 are not obtained in the bond of the inertia of the pseudo bond graph but rather in the bond that, entering into the junction which appears, substitutes the bond of the original inertia.

The flow and effort sources disappear from the pseudo bond graph if they do not depend on the parameters with which sensitivity is studied, as is usual.

For inertances and compliances with derivative causality the structure of the pseudo bond graph is the same.

4. IMPLEMENTATION IN NONLINEAR PORTS.

If parameter B of a generic bond graph port P depends on other parameters C_i which are constant in time, sensitivities with respect to these parameters are easily obtained by the chain rule. If v generically represents a flow or effort, or an integral or a derivative of these:

$$B = B(C_i) \quad (17)$$

$$v_{C_i} = v_B B_{C_i} \quad (18)$$

where sensitivity v_B with respect to B is obtained first and then sensitivity v_{C_i} with respect to the independent parameter C_i is obtained by multiplying the sensitivity v_B by the derivative B_{C_i} .

If parameter B is a time function, independent from flows and efforts, it makes no sense to find the sensitivity with respect to this parameter, since it becomes a problem of infinite dimension, which is the dimension of space to which $B(t)$ belongs. I.e., the sensitivity of a response is found compared to an infinitesimal δB variation in a single dimension, therefore, $\delta B > 0$ or $\delta B < 0$. If B is a time function δB also is, and, it has infinite dimensions. To eliminate the dimensional problem what does make sense is to express B as a function of certain C_i time independent parameters:

$$B = B(C_i, t) \quad (19)$$

Another usual type of dependent B parameter appears when it depends on flows or efforts, their derivatives or their integrals, designated as X_j . Additionally, B may be a time function in the manner indicated in the previous paragraph. In this case:

$$B = B(C_i, X_j(C_i, t), t) \quad (20)$$

In the previous cases, equations (19) and (20) are the base used to obtain sensitivity with respect to the C_i parameter. To find the sensitivity equations and the structure of the pseudo bond graph with this type of ports, direct differentiation is applied. Applying the first order approximation to a nonlinear resistance port:

$$e = R f \quad (21)$$

$$\delta e = \delta R f + R \delta f \quad (22)$$

$$\delta f = f_{C_i} \delta C_i \quad (23)$$

$$\delta R = R_{C_i} \delta C_i + \sum_j R_{X_j} \delta X_j \quad (24)$$

$$\delta X_j = X_{jC_i} \delta C_i \quad (25)$$

Substituting results (23) to (25) in equation (22):

$$\delta e = (R_{C_i} + \sum_j R_{X_j} X_{jC_i}) f + R_{fC_i} \delta C_i \quad (26)$$

The equivalent of the previous expression in sensitivity terms is:

$$e_{C_i} = (R_{C_i} + \sum_j R_{X_j} X_{jC_i}) f + R_{fC_i} \delta C_i = -\hat{e}_{C_i} + \dot{e}_{C_i} \quad (27)$$

The schema corresponding to this port is shown in figure 2:

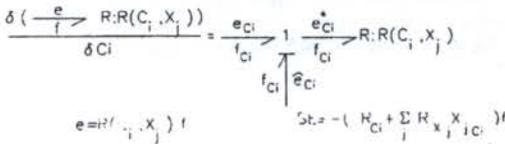


Figure 2. Nonlinear resistance port

The previous example has been developed on a resistance port, but the development is similar for inertia ports and for transformers and gyrators where a 1-junction appears in the structure of pseudo bond graphs.

For compliance ports and for gyrators and transformers where 0-junctions in the pseudo bond graph appear, the scheme is as shown in Figure 3.

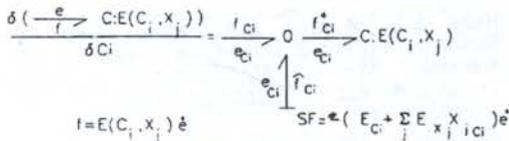


Figure 3. Nonlinear compliance port.

The structure of the pseudo bond graph is not altered in the case of variable parameter ports, although the expressions are somewhat more complex.

Another aspect to consider is whether there are ports that have parameters B_i that depend on flows or efforts in a bond graph. If any other parameter B_j , dependent or not, is varied, the structure of all ports with B_i parameters must be modified.

5. EXAMPLES OF APPLICATION.

This example corresponds to a simplified model of vertical dynamics of a vehicle. Figure 4a shows a scheme of the real physical system and the parameters of the linear elements of the model. In Figure 4b the schema of the bond graph corresponding to the system is shown. Figure 4c corresponds to the pseudo bond graph to analyze the sensitivity with respect to inertia J . This variation of inertia has the physical significance of a variation in the vehicle load distribution.

Observe that, with respect to the original schema, sources disappear in the pseudo bond graph and an effort source of value equal to the original pitch acceleration appears in this one.

To obtain sensitivities it is necessary to integrate both schemes at the same time.

To simulate the system, the following parameters have been considered:

$k_t = 300000. \text{ N/m}$	$k_d = 300000. \text{ N/m}$
$k_{st} = 12634. \text{ N/m}$	$k_{sd} = 18356 \text{ N/m}$
$R_t = 1046. \text{ N/ms}$	$R_d = 1520. \text{ N/ms}$
$l_t = 1.442 \text{ m}$	$l_d = 0.922 \text{ m}$
$m_t = 77. \text{ Kg}$	$m_d = 77. \text{ Kg}$
$M = 785. \text{ Kg}$	$J_j = 1196. \text{ Kg m}^2$
$A = 0.01 \text{ m}$	$f = 0.94 \text{ Hz}$
$V_{ot} = A 2\pi f \cos(2\pi f t)$	$V_{od} = -A 2\pi f \cos(2\pi f t)$

Figures 5a and 5b show the pitch velocity for each case for the two simulated cases. A very small change in response is observed in each case. In the first simulation (Figure 6a), the response follows excitation since the natural frequency of the system and that of excitement practically coincides. In the second one (Figure 6b), the response has a main component of excitement frequency but the transient due to its own weight can be clearly observed.

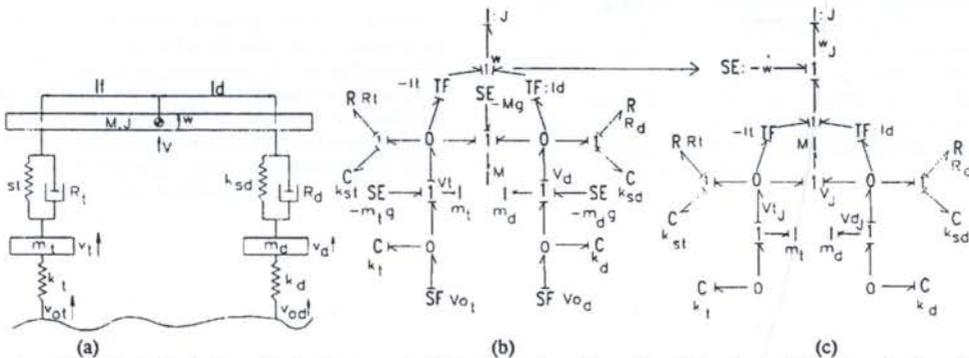


Figure 4. a. Simulated physical model. b. Bond graph of the physical model. c. Pseudo bond graph for determination of sensitivities with respect to inertia J .

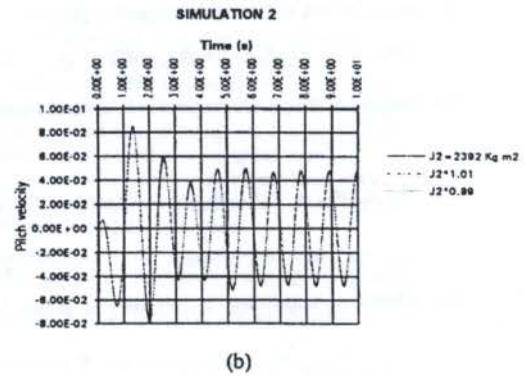
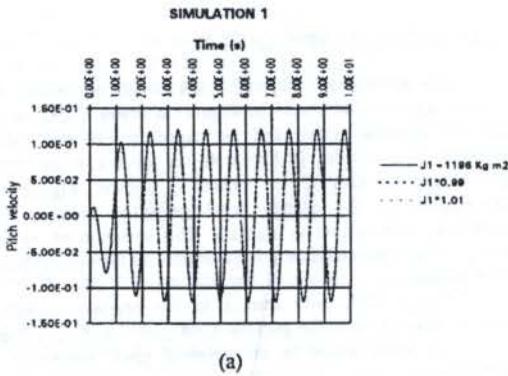


Figure 5. Pitch velocity. a. $J_1 = 1196. \text{ Kg m}^2$ b. $J_2 = 2392. \text{ Kg m}^2$.

7. CONCLUSIONS

In this paper, a technique to determine response sensitivities regarding the design parameters of a dynamic system formulated with a bond graph has been developed. The technique developed is based on the application of the direct differentiation method on the basic equations of bond graph formulation. A new schema that corresponds to a pseudo bond graph whose responses are the sensitivities of the original system responses is thus obtained. The direct differentiation method presents the advantage of offering an exact solution to the problem of determining sensitivities.

The application of the technique developed with a bond graph of linear ports was first presented. Then the application to nonlinear ports in several aspects such as ports whose parameter depends on the design variables or ports whose parameter depends on system response were indicated. The method developed is as valid for first order sensitivities as those of higher order, for one parameter or for several.

REFERENCES

- Chang, C.O., Nikravesh, P.E., "Optimal Design of Mechanical Systems With Constraint Violation Method" *ASME Journal of Mechanics, Transmissions and Automation in Design*, Vol 107, pp. 493-498. 1985

- Félez, J., Vera, C., San José, I., Cacho, R., "BONDYN: A Bond Graph Based Simulation Program for Multibody Systems". *Trans of ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*. Vol. 112, pp. 717-727, 1990.
- Garcia de Jalon, J., Bayo, E., *Kinematic and Dynamic Simulation of Multibody Systems*. Springer-Verlag, New York. Chapter 10, Section 10.5, "Sensitivity Analysis and Optimization", 1993
- Haug, E.J., Wehage, R.A., Mani, N.K., "Design Sensitivity Analysis of Large-Scale Constrained Dynamic Mechanical Systems" *ASME Journal of Mechanics, Transmission and Automation in Design*, Vol 106, pp. 156-162, 1984.
- Karnopp, D., "Power in Linearized Systems", *Journal of the Franklin Institute*, Vol. 303, pp. 85-98, 1977.
- Sohoni, V.N., Haug, E.J., "A State Space Technique for Optimal Design of Mechanisms" *ASME Journal of Mechanical Design*, Vol 104, pp. 792-798, 1982.
- Vera, C., Aparicio, F., Félez, J., San Jose, Y., "Bond Graph Simulation with the Bondyn Program" *Proceedings of the International Conference on Bond Graph Modeling and Simulation*. ICBGM'93. pp. 151-159. SCS Multiconference, 1993.

UM SISTEMA DE DIAGNÓSTICO PARA A FÁBRICA INTEGRADA MODELO

Henrique Rozenfeld - EESC - Univ. de São Paulo - S. Carlos - Brasil
Solange R. Rodrigues - ICMSC - Univ. de São Paulo - S. Carlos - Brasil
Valtemir A. Silva - EESC - Univ. de São Paulo - S. Carlos - Brasil

RESUMO

Nas empresas atuais, torna-se obrigatório o mapeamento dos seus processos funcionais para assegurar a sua produtividade. Considerando os paradigmas da qualidade total, busca-se cada vez mais assegurar um perfeito funcionamento dos sistemas componentes ou, pelo menos, em caso de falhas, que a solução seja a mais imediata possível. Neste trabalho é descrito um Sistema Baseado em Conhecimento que implementa um Sistema de Diagnóstico de problemas na Fábrica Integrada Modelo do LAMAFE-USP.

INTRODUÇÃO

Nos dias de hoje, já não se discute se a informática é ou não uma ferramenta para impulsionar as organizações em busca dos ganhos de produtividade. É plenamente reconhecida a importância da tecnologia na busca da excelência empresarial especialmente nas empresas de manufatura.

Baseado neste fato, surgiu o conceito de CIM (Computer Integrated Manufacturing - Produção Integrada por Computador) que começou a sofrer implementações e projetos em todo o mundo, principalmente após a década de 80. No Brasil ganhou o nome de projeto CIM o qual está sendo desenvolvido dentro da USP - São Carlos numa parceria entre a universidade e diversas empresas.

Este projeto visa integrar o processamento de informação para as tarefas técnicas e operacionais de uma empresa industrial. Dessa forma criou-se uma fábrica modelo na qual seriam mostrados todos os resultados práticos obtidos com o projeto. Esta fábrica ganhou o nome de Fábrica Integrada Modelo (FIM) e nela são organizadas apresentações periódicas.

Com o desenrolar das apresentações, verificou-se o aparecimento de diversos problemas com as mais variadas causas, tornando mais forte a idéia da construção de um sistema para o diagnóstico das falhas e indicação de possíveis soluções e motivando a realização deste trabalho.

A FÁBRICA INTEGRADA MODELO (FIM)

A Fábrica Integrada Modelo, também conhecida como FIM, constitui uma linha de pesquisa pertencente ao projeto CIM e que agrega resultados de outras linhas tais como CAPP, CAD/CAM e PCP. Representa uma solução piloto completa de integração de sistemas e processos dentro de uma empresa de manufatura funcionando como uma vitrine para a exposição dos resultados obtidos pelas diversas linhas de pesquisa relacionadas.

Atualmente no cenário 3, a FIM dispõe de uma rede local de microcomputadores 486 e estações IBM RISC 6000, além de um centro de usinagem e diversos equipamentos em seu chão de fábrica. No controle lógico das operações, encontra-se um software proprietário chamado CIM-Manager e que se encarrega do planejamento das atividades na fábrica e do gerenciamento do funcionamento e intercomunicação entre os diversos softwares especializados componentes do sistema. Para este cenário, decidiu-se pela fabricação de um produto modular simples em prol de se obter um alto nível de integração entre os sistemas e, principalmente entre as pessoas.

Dois fases de trabalho distintas são observadas: o orçamento integrado e a fabricação do produto propriamente dita. Na primeira fase o visitante (cliente) faz inicialmente o pedido do produto o qual, devido à sua natureza modular, tem dados sua estrutura padrão recuperados, cabendo ao usuário, através de um software de CAD, criar um novo desing. Esta fase culmina com a visualização em 3D do modelo criado e, caso seja aprovado, um relatório detalhado dos custos contendo o preço final. Durante o orçamento também é feita a geração dos planos de processos (software de CAPP) e definição de prazos (software de PCP). Com a confirmação do pedido, chega-se à fase da fabricação na qual observa-se desde a programação CN (software de CAM) até a produção no centro de usinagem que é controlada pelo software de PCP.

Devido à disparidade entre os diversos softwares e pessoas envolvidas, diversos erros podem ocorrer comumente como desde a ausência de membros do projeto para atividades específicas de cada sistema, até a má configuração das máquinas ou da base de dados. Dessa forma, sentiu-se a necessidade de utilizar os recursos de Inteligência Artificial, através da qual idealizou-se a construção de um Sistema Baseado em Conhecimento (SBC) para o diagnóstico de possíveis falhas no sistema em execução dentro da fábrica integrada durante apresentações organizadas previamente.

regras relacionados ao domínio do problema que o sistema trata;

- e um Motor de Inferência que, através de métodos de raciocínio nele embutidos, interage com a Base de forma a resolver o problema proposto.

- uma interface amigável que "responde" a perguntas do usuário como, "Por que se chegou a esta conclusão?";

Para construir um SBC para um domínio específico, é necessário coletar as informações, metas e procedimentos do problema.

Passa-se então por um processo iterativo do desenvolvimento do SBC, como mostra a Figura 1. O processo não é tão claro e bem definido como a Figura mostra, sendo na verdade uma caracterização grosseira da complexa atividade de desenvolvimento de um SBC (Rodrigues e Monard 1993). Com fim ilustrativo, adotou-se o modelo orientado objetos apenas como exemplo.

Fases do Desenvolvimento do SBC

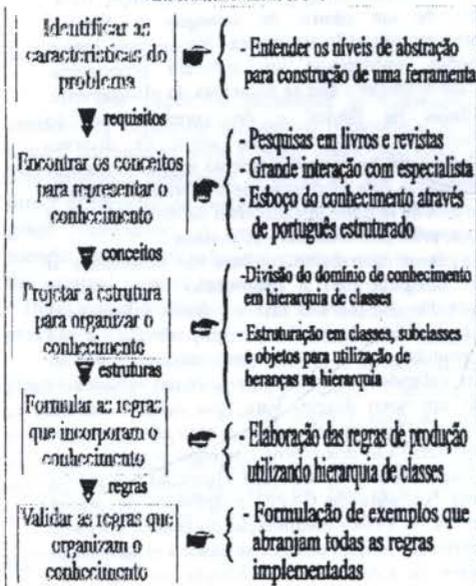


Figura 1: Estágios de Desenvolvimento de um SBC (Corrêa 1993)

Esse processo também pode ser dividido em duas grandes fases:

- aquisição e pré-representação do conhecimento a ser utilizado, correspondente aos estágios de Identificação e Conceitualização;
- estruturação e modelagem, ou seja, representação do conhecimento que englobaria os outros três estágios.

Aquisição do Conhecimento. Geralmente este trabalho é feito por um Engenheiro de Conhecimento. Ele obtém a descrição do "problema" e então procura adquirir conhecimento existente sobre ele com especialistas e outras fontes como livros e exemplos do mundo real. Este conhecimento é validado e estruturado de uma forma que possa ser manipulada, procurando um modo de transferência

do conhecimento do especialista para o computador, de forma que seja de fácil compreensão ao usuário.

Estruturação e Representação do Conhecimento. Realizada a fase de aquisição e pré-representação, passa-se então à fase de representação do conhecimento. Esta representação deve modelar o conhecimento de uma forma acessível e fácil de ser manipulada. Alguns dos modelos mais utilizados são regras de produção, orientação a objetos, redes semânticas e frames.

IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA

O Sistema de Diagnóstico visa fornecer subsídios para que erros encontrados durante apresentações da FIM possam ser resolvidos rapidamente pelos usuários.

O conhecimento adquirido neste sistema corresponde, basicamente, ao entendimento de toda modelagem e funcionamento da FIM. Para tal, houve o rastreamento do fluxo de informações entre os processos funcionais da fábrica além de diversas entrevistas com os responsáveis pelos diversos softwares componentes.

No desenvolvimento foi utilizado uma ferramenta comercial como motor, o Shell Smart Elements v.2.0. que incorpora o Nexpert Objects v.3.0 cujos expoentes são a orientação a objetos e os diversos mecanismos de inferência. Para a interface o Smart Elements fornece o software Open Editor que constitui um utilitário para construção de interface gráficas por parte dos usuários (GUI).

Na aquisição de conhecimento considerou-se como erro de apresentação de um determinado cenário da FIM todo fato que, de alguma forma, impossibilite o término da apresentação com resultados satisfatórios. Diversos tipos de erros foram encontrados tais como erros de hardware (por ex. erro de alocação de memória, falta de uma hardkey específica), erros de configuração (por ex. arquivos de inicialização incorretos, variáveis de ambiente incorretas), erros na rede (falha na transmissão dos dados, volume não montado no servidor de arquivos, por ex.), falta de algum membro responsável pela apresentação, e assim por diante. Com as diversas entrevistas realizadas com os responsáveis pelos softwares especializados controlados pelo CIM-Manager também verificou-se alguns erros na própria lógica dos softwares além de se verificar alguns erros na troca de informações entre eles.

Na estruturação, através de OO, pôde-se estruturar o conhecimento em uma hierarquia de objetos com comportamentos, sendo que níveis inferiores na estrutura acessam atributos e relacionamentos dos níveis superiores. Os níveis inferiores herdam ainda qualquer método (função) que tenha sido definida pra os níveis superiores. Considerou-se então uma superclasse ERRO com várias subclasses, como pode ser visto na figura 2.

A modelagem do sistema fundamentou-se na construção de hipóteses que por sua vez é constituída de regras de produção. A sintaxe para confecção das regras é utilizada pelo Shell e é semelhante ao comando condicional nas linguagens convencionais. A sintaxe é a seguinte (ND 1994):

Se condições então prova hip. e então ações senão ações

Com regras de produção, é possível simular um processo de tomada de decisão de uma forma natural. Este modelo permite ainda que se "rastreie" o caminho que o SBC tomou para chegar na solução do problema. As diversas formas de interpretação ou mecanismos de inferência correspondem ao coração do sistema e é o grande ponto forte do Shell. Como exemplo, temos na figura 3 as regras de produção para verificar se o problema se encontra

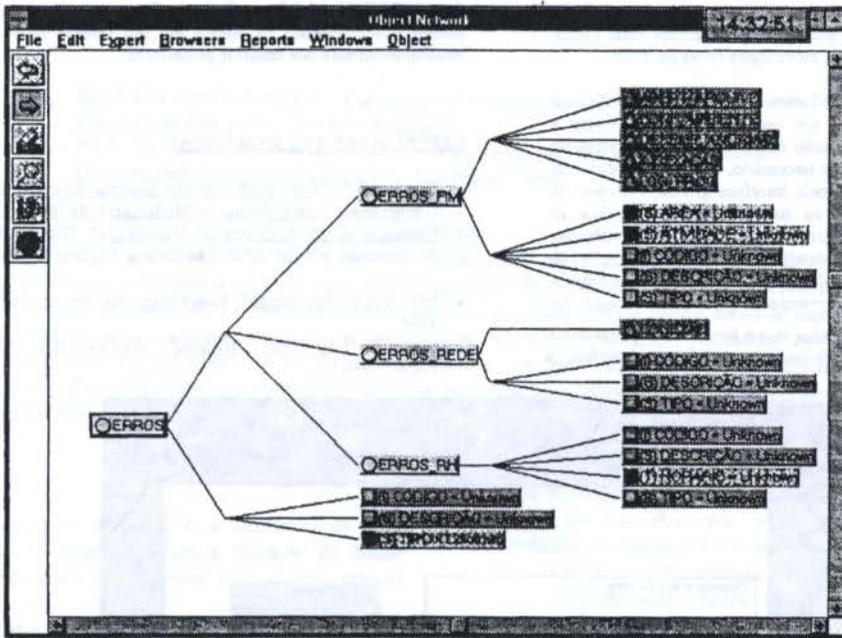


Figura 2. Diagrama de Classes e Objetos para o Sistema de Diagnóstico

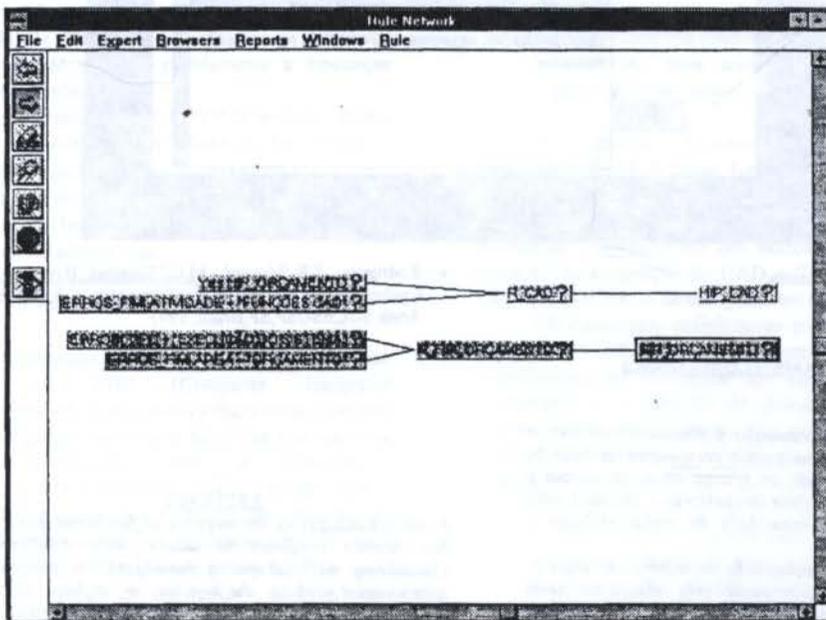


Figura 3. Exemplo de Regra de Produção na Prova de uma Hipótese

na fase do orçamento e dentro de alguma operação com o software de CAD.

Para se provar uma hipótese deve-se analisar todas as regras que a compõem. Se alguma das condições para a validade da regra é falsa, esta assume valor falso e a

inferência passa para a análise da próxima regra pertencente à hipótese. Se alguma das regras for provada, a hipótese torna-se provada. Se todas forem rejeitadas a hipótese é rejeitada e o Sistema tenta inferir sobre alguma outra hipótese, se houver.

A interface foi desenvolvida utilizando-se o utilitário Open Editor. Com este utilitário pode-se construir interfaces

gráficas (GUI) amigáveis aos usuários (user friendly). Há uma perfeita associação entre a interface gerada neste ponto, com toda a estruturação e modelagem feitas no Shell.

Basicamente, o software obtido se compõe de uma janela iterativa, na qual um usuário do CIM-Manager é questionado sobre a situação do ambiente no momento do erro. Dessa forma, quando necessário, o sistema baseado em conhecimento é ativado pela interface gráfica, recupera as informações necessárias na base de dados e realiza as inferências desejadas. Através disso, várias conclusões podem ser alcançadas: desde a uma reconfiguração de equipamentos até a possível localização dos responsáveis pelos diversos sistemas gerenciados pelo CIM-Manager. As conclusões são apresentadas numa janela de resposta assim que se completa a inferência. A tela da interface é apresentada na figura 4.

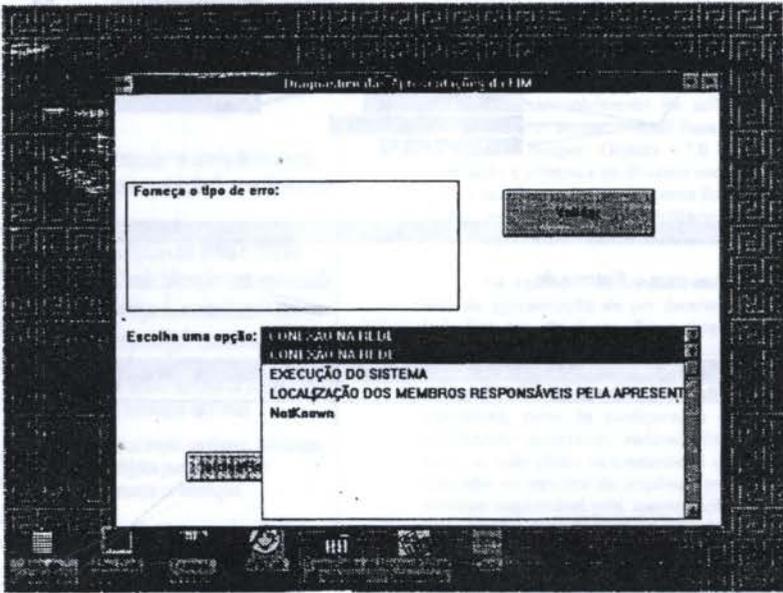


Figura 4: Interface do Sistema

uso do sistema possa contribuir de forma relevante num melhor funcionamento da fábrica em seu cenário atual e conseqüentemente nos cenários posteriores.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Corrêa, G.N., "Construção de um Sistema Baseado em Conhecimento para Apoiar a Modelagem de dados no Contexto de um Ambiente de Manufatura", Dissertação de Mestrado, ICMSC-USP, São Carlos, SP, Brasil, 1993.
- ND, "Knowledge Design", Smart Elements, Neuron Data, 1994.
- Rich, E., "Inteligência Artificial", McGraw-Hill, São Paulo, 1993.

- Rodrigues, S.R.; Monard, M.C. "Sistemas Baseados em Conhecimento: Conceitos Fundamentais e Aplicações", Anais SUCESUSP, SP, Brasil, 1993.

CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

O conceito de orientação a objetos é vital para a funcionalidade do sistema com o crescimento da base de dados devido à facilidade de criação de novas classes e subclasses sem a necessidade de readaptar o sistema a nova realidade, além da capacidade de herdar atributos e métodos.

Crescendo a complexidade do sistema não afeta de nenhum modo o seu desempenho pois criação de novas regras é totalmente independente das que já existiam. O Shell Smart Elements torna muito fácil a inserção de novas regras tanto quanto elas sejam necessárias.

O Sistema de Diagnósticos, que está em fase de testes, está sendo utilizado juntamente com as apresentações da FIM fornecendo um terminal de consulta on-line caso haja necessidade ou curiosidade. Apesar de contar com uma modelagem relativamente simples, espera-se que em pouco tempo de utilização tanto a base de dados quanto a base de conhecimento aumentarão razoavelmente.

Espera-se que alguma das conclusões obtidas com o

ABSTRACT

In today's enterprises, the mapping of functional processes has become necessary to assure their productivity. Considering the total quality paradigms, the component systems must work in the best way or, at least, when a failure occurs, the solution should be as immediate as possible. In this work, a Knowledge Based System is described and its purpose is to make error diagnostics in the Integrated Model Factory that belongs to IAMAFF - USP.

UMA INTERFACE CAPP X CAM

Eng.º Claudemir Gimenez - Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual de Campinas - São Paulo - Brasil
Prof. Dr. Geraldo Nonato Telles - Faculdade de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual de Campinas - São Paulo - Brasil

RESUMO

Na atual conjuntura, com alterações tecnológicas acontecendo rapidamente, a montagem de conjuntos é freqüentemente solicitada a produzir uma ampla variedade de produtos requerendo concomitantemente um alto nível de qualidade com mínimo custo e tempo de produção. Dessa forma, torna-se importante a programação dos componentes, seja produzidos interna ou externamente (incluindo componentes padronizados). O Planejamento de Processos constitui um fator significativo na obtenção desses objetivos. Este trabalho apresenta os problemas envolvidos no Planejamento de Processos e uma proposta para solucioná-los.

INTRODUÇÃO

O objetivo deste trabalho é a descrição de uma interface escrita em AutoLISP para a extração de dados referentes aos materiais e componentes utilizados no projeto do produto.

No contexto atual, em que são exigidos elevados padrões de qualidade e cumprimento dos prazos estabelecidos para entrega, além de baixo preço é importante a confrontação entre a decisão de comprar ou fazer internamente determinado componente. Essas decisões tem reflexo além da manufatura, envolvendo aspectos estratégicos como a agilidade da empresa em atender a diferentes solicitações do mercado e reagir rapidamente a mudanças tecnológicas, sociais, ambientais....

Os principais elementos do CAPP (Computer Aided Process Planning) são (Alting, 1989; Madurai e Lin, 1992):

- Seleção e sequenciamento de processos;
- Seleção de máquinas e ferramentas;
- Etapas e seqüência do trabalho com máquinas;
- Dimensões e tolerâncias;
- Seleção de parâmetros operacionais;
- Seleção de materiais.

O CAPP é lembrado como tendo um papel-chave no desenvolvimento do CIM (Computer Integrated Manufacturing) porque ele forma o elo crítico entre o projeto e a manufatura. O desenvolvimento histórico dos sistemas auxiliados por computador tem se concentrado principalmente no CAD (Computer Aided Design), CN e outros sistemas. No passado o CAPP, no contexto de um fluxo integrado de informações foi lembrado como o ponto fraco (Tünshoff e Anders, 1990; Eversheim et al, 1989).

Os esforços para os sistemas desenvolvidos independentemente conduzem aos seguintes problemas (EVERSHEIM et al, 1989):

- O uso dos dados CAD é dificultado devido as diferentes estruturas de dados;
- Armazenagem de dados redundantes;
- Inconsistência nas bases de dados;
- Representação insuficiente dos dados tecnológicos;
- Diferente compreensão das características no CAD, CAPP e programação CN.

Uma meta de muitos projetos de pesquisa em CAD e CAM (Computer Aided Manufacturing) é a integração de ambos os conceitos em um sistema CIM. Diversas abordagens de integração tem sido propostas, como:

- Através da Tecnologia de Grupo;
- Combinando bases de dados de projeto e manufatura;
- Planejamento automatizado de processo.

Dois interfaces primárias são requeridas para integrar um sistema CAPP com o CAD e o CAM:

- Habilidade para aceitar os dados de definição do componente nos sistemas CAD;
- Habilidade para transmitir a informação sobre processo diretamente aos sistemas CAM.

A criação bem-sucedida desta integração CAD/CAPP/CAM é desta forma dependente da interface CAD, da capacidade do CAPP, e da interface CAM. Sem a integração, cada sistema individual é uma "ilha de automação", independente dos outros. O primeiro passo no processo de integração do CAD e CAPP é a aceitação dos dados para definição de componentes do sistema CAD.

Os dados para definição do componentes são aqueles requeridos e suficientes para descreve-los nos sistemas de Planejamento de Processos. Os dados para definição do componente e o formato de entrada requerido para um sistema CAPP afeta a forma com que um sistema pode ser usado, bem como a capacidade do sistema. Existem duas abordagens de entrada que tem sido usadas nos Sistemas CAPP:

- Classificação e codificação de componentes: os dados de definição são classificados e codificados com uma lógica de Tecnologia de Grupo;
- Descrição do componente: os formatos com a descrição podem fornecer informação detalhada para os sistemas CAPP.

HISTÓRICO

O CAPP possui um papel chave no CIM. Nas últimas duas décadas houve um grande esforço no desenvolvimento de sistemas CAPP.

Com o rápido desenvolvimento das técnicas auxiliadas por computador (CAx), a direção e implementação do CAPP alterou-se muito nos últimos 20 anos. A maioria dos papers introduz sistemas CAPP específicos, exceto Steudel (1984), Weill (1982) e Eversheim (1985) que oferecem uma visão geral. Nos últimos 20 anos muitos sistemas CAPP foram baseados na abordagem variante, enquanto as abordagens generativa e semi-generativa estão sendo amplamente adotadas. No início da década de 80 as técnicas de inteligência artificial (IA) foram introduzidas na área de CAPP. Muitos sistemas CAPP foram classificados como "sistemas baseados no conhecimento" ou sistemas "especialistas". Uma falta de planejadores de processo experientes tem ocorrido em alguns países, como nos EUA (Emerson e Ham, 1982), a qual forneceu impulso ao desenvolvimento. Muitas companhias tem adquirido sistemas CAPP para a integração entre o projeto e a produção, e para compensar a ausência de planejadores de processo experientes. Grandes companhias tem estabelecido seu próprio grupo de pesquisa para desenvolver sistemas CAPP. Companhias de pequeno e médio porte possuem recursos apenas para os sistemas CAPP existentes que tem sido desenvolvidos por organizações de pesquisa ou universidades.

No ambiente CIM o planejamento, controle e processo operacional requer conhecimento especializado da área e poderoso suporte às decisões. O CIM representa uma integração de todas as atividades relevantes. De fato, não somente as funções de engenharia estão envolvidas; o desenvolvimento recente acredita que funções de negócios como marketing, vendas, distribuição, finanças, administração,... também são relevantes aos processos de planejamento e produção da manufatura.

CLASSIFICAÇÕES DO PLANEJAMENTO DO PROCESSO

Os sistemas CAPP podem ser classificados por diversos critérios que caracterizam a área de aplicação, como:

- Abordagem de planejamento (variante, generativa,...);
- Espectro de trabalho (rotacional, prismático,...);
- Processo (torneamento, fresamento, furação,...);
- Funções de planejamento (seleção do processo, seleção da operação, cálculo dos tempos, cálculo dos dados de corte,...);
- Grau de automação (interativo, parcialmente automatizado, automatizado);
- Descrição das tarefas de planejamento (interface ao CAD,...);
- Hardware (workstation, PC,...);
- Técnica de programação (Tabela de Decisão, Sistemas Especialistas,...).

ABORDAGENS DO CAPP

Duas abordagens ao CAPP são tradicionalmente reconhecidas, a variante e a generativa. Entretanto, com o rápido desenvolvimento de novas técnicas, muitos sistemas CAPP combinam ambas abordagens, tendo como resultado a abordagem semi-generativa.

A abordagem variante ao PP (Planejamento do Processo) é comparável a abordagem manual tradicional onde um plano de processo para uma nova peça é criado pela busca, identificação e recuperação de um plano existente para uma peça similar (chamada peça mestre), e fazendo as modificações necessárias para a nova peça. Em alguns sistemas variante as peças são agrupadas em um número de

famílias de peças, caracterizadas pelas similaridades nos métodos de manufatura e relacionadas a TG (Tecnologia de Grupo). Para cada família de peças, um plano de processo padrão, o qual inclui todas as operações possíveis, é armazenado no sistema. Através de codificação e classificação, um código é construído pela resposta a um número de perguntas predefinidas. Esses códigos são freqüentemente usados para identificar a família de peças e o plano padrão associado. O plano padrão é recuperado e editado para a nova peça.

Na abordagem generativa os planos de processo são gerados através de lógica de decisão, fórmulas, algoritmos e dados baseados em geometria para definir as decisões de processamento para converter uma peça do estado bruto ao acabado. As regras de manufatura e a capacidade dos equipamentos são armazenados em um sistema computacional. Quando usando o sistema, um plano de processo pode ser gerado sem qualquer envolvimento do processista. Para sistemas generativos, a entrada pode ser através de um texto onde o usuário responde a um número de perguntas em um diálogo (definido como entrada interativa), ou como entrada gráfica onde os dados da peça são obtidos do módulo CAD (definido como entrada interfacedada).

Emerson e Ham (1982) quando apresentaram um sistema generativo chamado ACAPS disseram que "os sistemas semi-generativos servem para reduzir a interação com o usuário através de características como seqüências de operação padrão, tabelas de decisão e formulas matemáticas. Esses esquemas não são completamente generativos, mas podem ser extremamente úteis em termos de economia de custo e tempo no ambiente de manufatura".

TENDÊNCIAS FUTURAS

Devido o CAPP estar num campo diverso e envolver várias tecnologias não é fácil prever as tendências futuras. Entretanto, o desenvolvimento futuro nos sistemas CAPP deverão incluir:

- Extensão a novas aplicações como planejamento de montagem;
- Interação funcional com programação CN;
- Uso de métodos de IA para tomada de decisões;
- Integração de dados com CAD através de bases compartilhadas de dados.

A extensão do CAPP a outras aplicações já é objeto das atividades de pesquisa. Em particular, o campo do planejamento da montagem tem sido negligenciado. Devido ao CIM demandar alta qualidade e processamento efetivo dos dados de planejamento, os resultados do planejamento da montagem também devem ser integrados.

O constante aumento na automação da montagem provoca um aumento na complexidade do planejamento da montagem, requerendo um suporte eficiente do sistema. Os sistemas de controle aprimorados para montagem vão requerer o planejamento detalhado da montagem com resultados constantes e passíveis de reprodução. Embora os resultados de um sistema para planejamento sejam limitados, esta aplicação tem tido importante crescimento.

Uma abordagem mais promissora que as atuais (IA, tabela de decisão,...), as quais caminham para integrar sistemas separados, corresponde a integração por bases compartilhadas de dados. Isto necessita de um modelo comum de dados que contenha a informação de projeto e de manufatura. As pesquisas anteriores neste campo iniciaram pelo Planejamento do Processo e se concentraram em estender o modelo de dados a outras aplicações. Esses esforços conduziram a muitos problemas, e, portanto uma nova abordagem para integração deve ser desenvolvida.

SISTEMAS DE APOIO À DECISÃO

Os Sistemas de Apoio à Decisão (DSS - Decision Support System) são caracterizados pelo uso de computadores para assistir aos responsáveis pela decisão, suplementando o julgamento gerencial e melhorando a eficácia do processo. O avanço dos microcomputadores tem permitido o uso de DSS's flexíveis e portáteis. Um claro entendimento do processo de responsabilidade pela decisão é crucial para garantir o sucesso do DSS. Deve-se enfatizar que o propósito do DSS é auxiliar o responsável pela decisão no julgamento subjetivo envolvido no processo.

A figura 1 mostra a interação envolvida no DSS proposto por Malakooti e Deviprasad (1987). O tipo de máquina, seqüência de processo e especificações de trabalho são fornecidos ao sistema. Dada as entradas, o sistema itera para obter as preferências do responsável pela decisão como informação parcial usando os parâmetros disponíveis, extraídos da base de dados. Desde que a alternativa preferida tenha sido selecionada pelo responsável pela decisão, a mesma é passada ao controlador do processo. O controlador do processo (por exemplo: um sistema computacional de controle) então garante que o processo de usinagem utilize os parâmetros preferidos. Desde que o processo de usinagem seja concluído com sucesso, os parâmetros e especificações são armazenados na base de dados para referência futura.

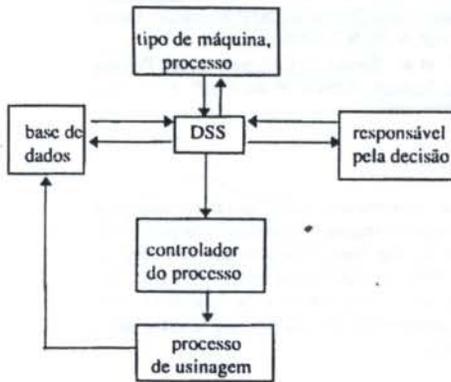


Figura 1: Diagrama em blocos da interação complexa.

PROJETO, SISTEMAS DE PLANEJAMENTO E MÉTODOS DE GERENCIAMENTO

Esta etapa visa desenvolver um sistema para suporte à decisão para auxiliar o funcionário responsável - Engenheiro, Supervisor, Gerente... - a realizar a seleção de materiais e componentes.

Nas técnicas de otimização é assumido que existe um único objetivo e que deseja-se obter a solução ótima. Porém, neste método é assumido que existem muitos objetivos conflitantes e não-proporcionais, sendo que a meta é obter a melhor solução. Os objetivos conflitantes são:

- Custo total (a ser minimizado);
- Taxa de produtividade (a ser maximizada);
- Qualidade final do produto (a ser maximizada).

Os objetivos são funções de variáveis de decisão como custo de componentes, custo de mão-de-obra e tempo de ciclo, as quais são conhecidas em um dado ponto. Portanto, pode-se obter a melhor direção para melhoria da função responsável pelas decisões, a qual é uma função de todos os

objetivos. Ao mesmo tempo empregam-se sistemas de bases de dados contendo preço, prazo de entrega e qualidade dos diversos componentes empregados.

A base do trabalho é o desenvolvimento da interface CADSISP (Interface entre o ambiente CAD e os Sistemas de Planejamento) - escrita em AutoLISP - para extração de dados contidos no projeto elaborado no Sistema CAD, utilizando especificamente o ambiente AutoCAD.

Os dados extraídos apresentam-se no formato ASCII, permitindo a manipulação em programas para gerenciamento de bases de dados - como o ACCESS, bem como em programas de planilha eletrônica - como o EXCEL.

DESENVOLVIMENTO DA INTERFACE CADSISP

Será descrito o desenvolvimento da interface CADSISP entre o Projeto Auxiliado por Computador (CAD) e os Sistemas de Planejamento, conforme representação na figura 2.

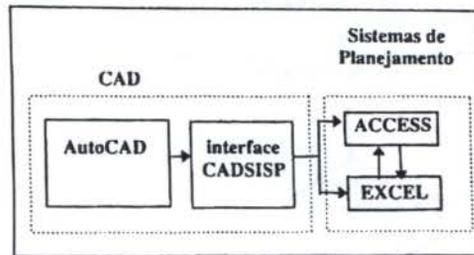


Figura 2: Relação entre o Projeto Auxiliado por Computador e os Sistemas de Planejamento.

A interface é escrita em AutoLISP, tendo como função a extração dos dados correspondentes aos materiais à serem utilizados no projeto. Ambos, materiais e projeto, estão suportados pelo ambiente CAD. Os dados extraídos encontram-se no formato ASCII, permitindo a utilização imediata por programas de gerenciamento de bases de dados - como o ACCESS - e programas de planilha eletrônica - como o EXCEL.

O programa AutoCAD permite a execução de rotinas escritas em AutoLISP diretamente no ambiente CAD. Durante o projeto elabora-se a lista de materiais. Mediante a interface CADSISP realiza-se a extração dos dados referentes aos materiais à serem utilizados no projeto.

Então, os dados tornam-se disponíveis em um arquivo no formato ASCII. Realiza-se a importação desses dados para o ACCESS e para o EXCEL. São realizadas simulações que permitem:

- Elaboração do cronograma de todas as fases para obtenção do produto;
- Previsão do tempo total para entrega do produto;
- Previsão do custo para cada material;
- Previsão das necessidades de mão-de-obra, materiais, equipamentos...;
- Previsão do custo total do produto;
- Previsão da qualidade requerida dos materiais;
- Previsão da qualidade final do produto.

Com base nas simulações, no conceito de custo-alvo, na qualidade e tempos previstos, o projeto é revisto no ambiente CAD, adequando-se às necessidades e expectativas

do mercado, quanto à qualidade, prazo e preço do produto.

Mediante a interface CADSISP realiza-se nova extração de dados para análise pelos programas - ACCESS e EXCEL - que compõe o Sistema de Planejamento. Realiza-se nova simulação. Sendo necessário repete-se o ciclo, conforme detalhamento na figura 3, até a obtenção de um resultado consistente.

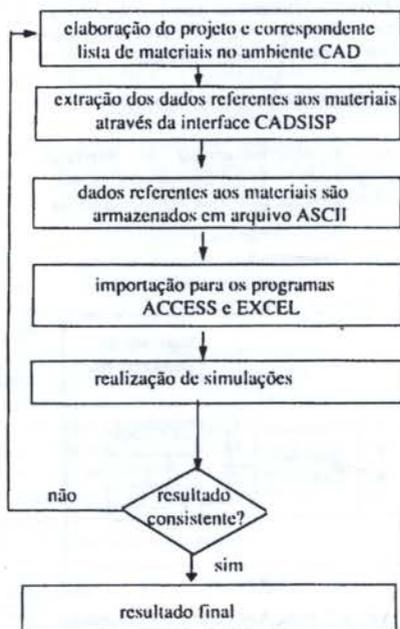


Figura 3 - Fluxograma representando o ciclo entre o projeto e a obtenção de resultados de planejamento.

Este trabalho encontra-se em fase de implementação junto a uma empresa do setor metal-mecânico na região de Campinas - SP.

CONCLUSÕES

O benefício desta estratégia relaciona-se com o fato de que 90% do custo de um produto é determinado na fase de projeto. Portanto, pode-se minimizar os pontos críticos e maximizar os pontos fortes durante a fase do projeto.

Com base nos resultados da simulação final obtém-se o planejamento total para o produto, abrangendo a alocação de recursos (mão-de-obra, material e equipamento) adequada aos objetivos (qualidade, produtividade, prazo e preço).

Durante a execução deve-se comparar a evolução entre o real e o planejado, permitindo a realização de ajuste fino no planejamento.

BIBLIOGRAFIA:

- Alting, L. e Zhang, H., Computer Aided Process Planning: The State-of-the-Art Survey, International Journal of Production Research, V.27, N.4, pp.553-585, 1989.
- Davies, B.J. e Darbyshire, I.L. The use of Expert Systems in Process-Planning, Annals of the CIRP, V.33, N.1, 1984.

- Emerson, C. e Ham, I., An Automated Coding and Process Planning System Using a DEC PDP-10, Computers and Industrial Engineering, V.6, N.2, pp.159-168, 1982.
- Eversheim, W. e Schulz, J. Survey of Computer Aided Process Planning Systems, Annals of the CIRP, V.34, N.2, 1985.
- Eversheim, W. et al., Changing Requirements for CAP Systems Lead to a New CAP Data Model, Annals of the CIRP, V.36, N.1, 1987.
- Eversheim, W. et al., Requirements on Interfaces and Data Models for NC Data Transfer in View of Computer-Integrated Manufacturing, Annals of the CIRP, V.38, N.1, 1989.
- Madurai, S.S. e Lin, L., Rule-Based Automatic Part Feature Extraction and Recognition from CAD data, Computers Industrial Engineering, V.22, N.1, pp.49-62, 1992.
- Malakooti, B. e Deviprasad, J. A Decision Support System for Computer-Aided Process Planning, Computers in Industry, V.9, pp.127-132, 1987.
- Mancey, J. Choosing Process Planning Software, Industrial Computing, Nov, 1990.
- Steudel, H.J. Computer-Aided Process Planning: Past, Present and Future, International Journal of Production Research, V.22, N.2, pp.254-266, 1984.
- Tönshoff, H.K. e Anders, N., Survey of Development and Trends in CAPP Research, Annals of the CIRP, V.39, N.2, 1990.
- Weill, R. et al., Survey of Computer-Aided Process Planning Systems, Annals of the CIRP, V.31, N.2, pp.539-550, 1982.

ABSTRACT

In actual environment, with quick technological changes, the assembly is required to produce a large product mix, within high quality level, low cost and low time to produce a part. Thus, is important schedule the parts. The Process Planning has the key role in these objectives. This work present the problems in Process Planning function and a option to solve them.

PROJETO E TEORIA DE SISTEMAS MECÂNICOS

AUMENTO DE LA DISPONIBILIDAD DE SISTEMAS FLEXIBLES Y ALTAMENTE AUTOMATIZADOS MEDIANTE INTEGRACIÓN DEL MANTENIMIENTO EN LA FILOSOFÍA DE CONTROL

López de Lacalle, L.N.* ; Llorente, J.I.* ; Zulueta, G.* - Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad del País vasco. Bilbao.
Ayerbe, A. - Centro de Transferencia Tecnológica ROBOTIKER. Parque Tecnológico de Zamudio, Bizkaia

RESUMEN

En sistemas de fabricación altamente automatizados la incidencia de averías, errores y otras situaciones anómalas conducen inevitablemente a la parada de la planta. Con el fin de evitar parte de estos problemas, se ha integrado en una Planta Piloto de Fabricación del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Bilbao un conjunto de módulos de mantenimiento de tipo preventivo, y predictivo, embebidos en un sistema general de Control Distribuido de arquitectura avanzada, que facilita la integración del mantenimiento en el contexto productivo de la planta.

INTRODUCCIÓN

Los sistemas de fabricación modernos, donde se ha buscado un alto grado de flexibilidad y donde se integran grandes niveles de automatización, no están obteniendo los volúmenes de producción que se pensaron para ellos durante su fase de diseño (Join y Mosier, 1992). Las paradas no planificadas de máquina debido a averías inesperadas es una de las principales razones, aunque no la única, para no lograr los objetivos de producción y para el aumento de los costes de mantenimiento.

En este contexto es necesario mejorar la calidad y disponibilidad de las máquinas que participan en el proceso productivo, desarrollando sistemas que intenten evitar los fallos y minimizar los efectos de averías no planificadas.

En los entornos actuales no es suficiente aplicar únicamente un política y práctica de mantenimiento correctivo, sino que es necesario una combinación de correctivo, preventivo, predictivo y proactivo como indica Fich (1992) y todo esto dentro de unos costes aceptables.

Wu et al (1992) señala que el 80% de los fallos observados en los sistemas avanzados no se beneficiaría por acciones planificadas de sustitución de componentes. Por este motivo, a la hora de realizar un preventivo no basta con utilizar las recomendaciones de los fabricantes o sugerir un preventivo basado en la edad de los elementos sino que es necesario refinar constantemente los programas de mantenimiento preventivo. Bartholomew (1987) señala que debe hacerse algo para prevenir y acomodarse al reto del mantenimiento no previsto que sin duda se producirá. Dado que los efectos de las estrategias de mantenimiento generalmente no se materializan durante varios años, es esencial registrar la historia de los trabajos hechos así como información acerca del equipo.

Por otra parte, el mantenimiento predictivo ayuda a determinar cuando se va a producir un fallo proporcionando un intervalo de tiempo en el que se puede actuar de una forma planificada y de acuerdo con producción (Burrows, 1992).

Un mantenimiento preventivo combinado con un mantenimiento proactivo que ayude a determinar cuando se está produciendo una causa raíz de un fallo, esto es una condición que pueda conducir a la degradación del material

(Fich, 1992), proporcionaría un intervalo mayor de actuación que el proporcionado por el mantenimiento predictivo. El único inconveniente es que no es posible realizar este mantenimiento proactivo en todos los casos, en cuyo caso sería necesario utilizar una combinación de preventivo y predictivo.

A nivel organizativo, se debe realizar una adecuada planificación y gestión del mantenimiento tanto a nivel de máquina individual como de planta, posibilitando la integración de los diferentes niveles existentes dentro del mantenimiento, así como la integración del mantenimiento con otros módulos que intervienen en fabricación.

Por lo tanto, es necesario proporcionar al personal de mantenimiento herramientas avanzadas de diagnóstico y gestión del mantenimiento y una plataforma de integración en el que todas ellas funcionen de una forma integrada para ofrecer su mayor potencial y facilitar el trabajo al departamento de mantenimiento. Este artículo intenta mostrar cual es la problemática del mantenimiento en un Sistema de Fabricación Flexible (FMS) y describir una metodología para la gestión del mantenimiento en una FMS.

El principal problema que se ha observado en los FMS es que se pierden grandes tiempos de producción debido al largo tiempo de respuesta para realizar un diagnóstico de fallos, y al largo tiempo de respuesta desde que se detecta un problema hasta que se actúa para solventarlo. Esto se debe principalmente a causas habituales tales como: no realizar un seguimiento del estado de las máquinas en tiempo real, no se efectúa un diagnóstico on-line del estado de la planta, se carece de capacidad de respuesta para los fallos que se producen por primera vez, existe dificultad a la hora de detectar e identificar fallos simultáneos, no se dispone de la historia de la máquina on-line, no suele efectuarse una planificación del mantenimiento automática y de acuerdo con producción.

Aparecen además dos tipos de fallos característicos:

- Fallos que provienen o influyen sobre alguno de los módulos de control, que pueden ser detectados por estos módulos y que necesitan una respuesta desde el punto de vista del plan de producción. La respuesta desde el punto de vista del mantenimiento a este tipo de fallo debería ser el de registrarlo como información histórica para su posterior análisis. Si durante el análisis de la información histórica se observa que el

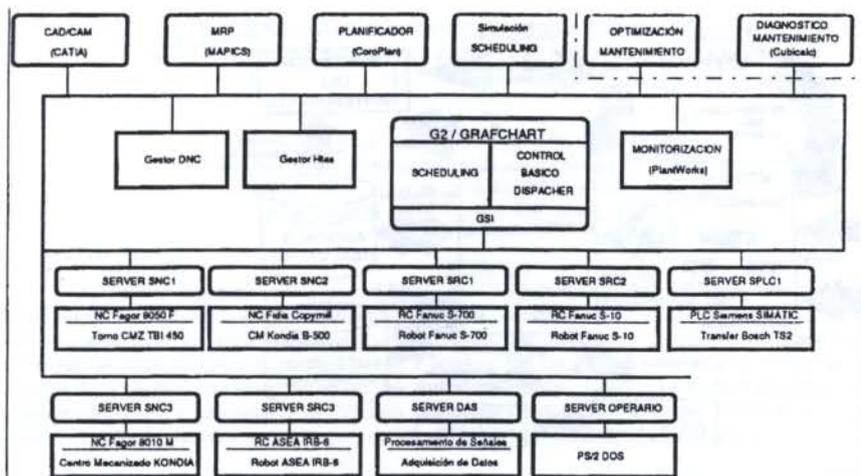


Fig2 : Control de la planta.

- Se na llevado a cabo un procedimiento de la información de históricos que permite refinar el tipo de mantenimiento que se está aplicando.

Las necesidades arriba mencionada conducen a que además de la realización de unos módulos de mantenimiento que realicen parte de las tareas, se implemente en el sistema un scheduling íntimamente relacionado con los módulos de mantenimiento.

ESTRUCTURA DEL MODULO DE MANTENIMIENTO

La filosofía seguida de mantenimiento se divide en dos niveles de actuación

- Mantenimiento Off-line: cubre la determinación del tipo de mantenimiento más conveniente para los equipos y la optimización de los tiempos del preventivo.

- Mantenimiento On-line : Cubre la diagnosis de las causas del fallo y la prognosis de las funciones que no se van a realizar en base a datos recogidos de la planta.

La estructura planteada para el mantenimiento se muestra en la figura 3. En la misma se observa el módulo de diagnosis/prognosis donde se implementan los árboles de fallo de los principales elementos de planta desde una perspectiva borrosa. Este módulo recibe datos desde los servidores de los dispositivos que informan del no cumplimiento de alguna función del sistema. Estos dispositivos son tres robots de manipulación dotados de cambio de garras , dos centros de mecanizado, un centro de torneado, y un sistema de transporte de bandejas de funcionamiento neumático/eléctrico. Ante el no cumplimiento de una función se diagnóstica el posible modo de fallo que origina esa pérdida de función y la causa que más certeza presenta de originar ese modo de fallo. Este modulo también recibe información de los sensores de planta que provocan la inferencia de las funciones que van a fallar y que posible intervalos de actuación se suscitan.

Otro módulo de importancia es el módulo de Gestor de mantenimiento que se encarga de archivar todos los datos de los fallos y de relacionarse con el scheduling dinámico reactivo. La relación con el scheduling reactivo se realiza en dos direcciones:

- Por una parte se informa al scheduling dinámico de la existencia de averías y el posible tiempo que requerirá la acción de mantenimiento.

- También se le informa de la existencia de una degradación paulatina y de un tiempo máximo donde se realizaría la acción de mantenimiento.

- El scheduling informa al Gestor del mantenimiento de la programación de la acción de mantenimiento requerida en un determinado instante.

- El gestor informa de la realización de la acción y entrada de nuevo en funcionamiento de los dispositivos.

Este módulo de gestor de mantenimiento cuenta con un importante interface de usuario ya que desde él se informa al usuario de las acciones de mantenimiento necesarias, y en que consisten, y también en él que el usuario realiza la confirmación de una acción.

El módulo de más avanzado diseño es el denominado de diagnóstico, donde se realiza un proceso de inferencia sobre los árboles de fallo FTA. En la Figura 4 se puede contemplar un árbol de fallo, concretamente el relacionado con (LA NO CARGA DE PIEZA) y las diferentes direcciones que se pueden tomar en la inferencia:

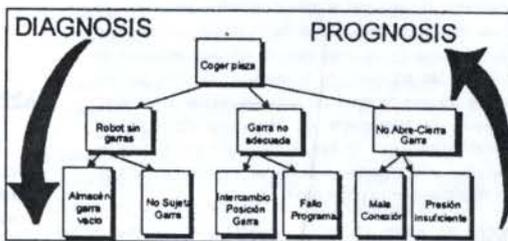


Fig 4 : árbol de fallo de la función coger pieza.

El uso de FTA presenta ventajas respecto al uso de otras técnicas de relación causa-efecto, como por ejemplo las redes neuronales, ya que proceden de un completo análisis de causalidad en el sistema. Los árboles de fallo se recorren en dos direcciones:

- diagnosis propiamente dicha: Búsqueda del modo de fallo que ha provocado una pérdida de función y de la causa de ese modo

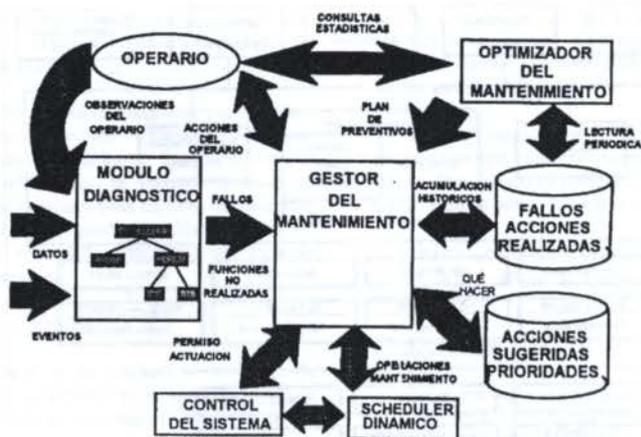


Fig 3: esquema funcional del mantenimiento.

- prognosis : busque da de las funciones que vñ a dejar de producirse ante la captación de un fallo en un elemento singular o la captación de una tendencia anómala.

Para la realización de estas tareas se ha implementado un sistema experto de búsqueda en los árboles de fallo del sistema, los cuales se han realizado de la información generada por el AMFE del sistema.

Los árboles de fallo se han implementado usando la herramienta CUBICALC, que genera sistemas expertos basados en reglas pero desde una perspectiva Fuzzy. Se ha elegido esta herramienta debido a que incorpora los mecanismos de cálculo fuzzy necesarios.

¿Por que se han implementado siguiendo técnicas FUZZY?. La razón es que los síntomas que muchas veces se reciben de una planta son muchas veces difusos, por ejemplo: Baja presión en línea de tal elemento, o anormal crecimiento de las fuerzas de corte sobre su tendencia habitual.

El otro módulo desarrollado es el optimizador que se ejecuta de forma off-line. Este módulo trabaja principalmente con los bancos de históricos generados en el sistema, con los datos del fabricante de equipos y aplica criterios de coste de las acciones de mantenimiento, tanto en lo referente a tiempo de parada de máquinas (y su consiguiente pérdida productiva) como de coste de las acciones en sí mismas. El resultado de este módulo son nuevos tiempos de mantenimiento preventivo para los equipos, la sugerencia de abandono de acciones actualmente realizadas y que se han demostrado poco eficaces o de baja criticidad, o la sugerencia de incluir ciertos equipos en la filosofía de mantenimiento preventivo.

CONCLUSIÓN

Como conclusión diremos que se ha realizado un prototipo de sistema de mantenimiento integrado en la filosofía de control de un sistema de fabricación flexible y avanzado. El sistema no constituye un producto cerrado dado que a medida que se incorporen nuevos elementos de sensorización aumentará la eficacia de los sistemas de diagnóstico. Y por último se debe recordar la vinculación de la filosofía de mantenimiento a los objetivos productivos de la planta, tal como se estipula en las ideas del Mantenimiento productivo Total.

REFERENCIAS

- * Ayerbe, A.; Alvarez, E.; Aurrekoetxea, A.; Alapont, A. (1993), A maintenance planning strategy for machine tools. Proceedings of the tenth Conference of the Irish Manufacturing Committee. Vol. 1, pp. 450-460.
- * Bartholomew, R W, (1987). Anticipating maintenance needs of Ontario hydro's nuclear power plants. CANDU MAINTENANCE CONFERENCE 1987.
- * Burrows, J H, (1992). Strategies, techniques and tools for improving the decision-making process of plant maintenance. Proceedings of COMADEM 92.
- * Fitch, E C (1992). Proactive Maintenance for Mechanical Systems. Elsevier Advanced Technology.
- * Join, P K, Mosier, C T, (1992). AI in flexible manufacturing systems. International Journal of Computer Integrated Manufacturing, Vol. 5, No. 6.
- * Wu, B, Seddon, J I m, Currie, W L, (1992). Computer-aided dynamic preventive maintenance within the manufacturing environment. INT.J.PROD.RES, Vol. 30, No. 11.

ABSTRACT

Modern manufacturing systems are not obtaining the production rates that were thought for them during their design phase. In the high automated manufacturing systems the existence of faults and errors leads to plant stops. In order to avoid this problem, a group of modules of maintenance has been integrated in a distributed control of the Flexible Manufacturing System sited in the Escuela Técnica Superior de Ingenieros de Bilbao. The maintenance methodology includes the corrective, preventive and predictive schemes, and is coordinated with production. A diagnostic system has been developed using a Fuzzy logic inference procedure in the Fault Tree Analysis of the system.

ENGENHARIA DE PRODUTO VERSUS ENGENHARIA DE SOFTWARE: INTEGRAÇÃO PARA O PROJETO DE SISTEMAS AUTOMÁTICOS

Victor Juliano De Negri, M. Eng.

Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos - LASHIP
CPGEM - EMC - Universidade Federal de Santa Catarina
Florianópolis - S.C. - Brasil - F. (048) 2319396

RESUMO

A busca por sistemas com maior desempenho, confiabilidade e flexibilidade tem estimulado a combinação da eletrônica e informática com as áreas mecânica e elétrica. O projeto de tais sistemas, denominados aqui de sistemas automáticos, necessita da integração destas tecnologias. Para tal, apresenta-se neste artigo a sua conceituação e modelagem baseada na mecatrônica, no paradigma de orientação a objetos e na notação em rede de Petri Canal/Agência. Numa segunda etapa apresenta-se a comparação entre a engenharia de produto e a engenharia de software que, correlacionada com a caracterização de sistemas automáticos, resulta em um modelo para o processo de projeto.

INTRODUÇÃO

Observando-se os meios técnicos disponíveis ao homem para atender suas necessidades, seja no campo industrial, doméstico ou lazer, identifica-se o emprego cada vez mais intenso da eletrônica e da informática em parceria com a tecnologia mecânica e elétrica.

No projeto de sistemas de médio e grande porte, onde a interação entre os componentes torna-se complexa, é imperativa a participação de especialistas de diferentes áreas técnicas, possibilitando a concretização do projeto global através da adoção da tecnologia mais apropriada para cada funcionalidade exigida para o produto.

Para que um processo de projeto multidisciplinar e multitecnológico seja rápido e leve a produtos de qualidade, é fundamental o emprego de uma linguagem unificada capaz de estabelecer a comunicação entre os especialistas e de documentar o desenvolvimento do produto.

Dentro deste panorama, apresenta-se neste artigo uma conceituação geral para sistemas multitecnológicos e, por meio da análise comparativa entre o processo de projeto de produtos e de desenvolvimento de software, propõe-se um modelo unificado para o processo de projeto.

CARACTERIZAÇÃO DE SISTEMAS AUTOMÁTICOS

Conceituação. O desenvolvimento de produtos e processos decorrentes da integração das tecnologias mecânica, eletro-eletrônica e de software induziu, a partir do final da década de 70, a formação de uma nova tecnologia, a mecatrônica, voltada ao tratamento multidisciplinar do projeto de sistemas (VRIES et alii, 1994; RAULT, 1992). Como decorrência natural, tem sido comum a designação de sistemas mecatrônicos para os processos ou produtos enquadrados dentro desta tecnologia. Porém, outras denominações também tem sido empregadas, como em VRIES et alii (1994) que utiliza o termo *sistemas eletromecânicos controlados* que, pode-se entender, reporta ao contexto da teoria de controle e, por conseguinte, unicamente ao tratamento como sistemas temporais (e não guiados a eventos).

Nesta tecnologia também podem ser enquadrados os sistemas de aquisição e controle, próprios para as atividades de monitoração e de testes. Porém, o processo de projeto destes tem sido sugerido principalmente pelos fabricantes de

hardware eletrônico e de pacotes em software, pressupondo que processo físico já tenha sido projetado ou implementado.

Com o propósito de estabelecer um tratamento unificado para estas disciplinas, tem-se adotado o termo *sistema automático* considerando que:

- Designa a funcionalidade do sistema, tendo em vista que o ser humano normalmente emprega uma perspectiva funcional para se referir a um objeto.

- Não induz a priori a tecnologia que foi ou será empregada na fabricação/implementação do sistema.

- É uma forma comum para designação de produtos diversos e portanto de fácil assimilação por especialistas de diferentes áreas (ex.: lavadora (de roupas) automática, torno (mecânico) automático, piloto automático (aviões e veículos).

Especificamente, como *sistema automático* entende-se a classe de sistemas que integra os componentes que realizam as ações físicas, ou seja, que processam energia e matéria, juntamente com as funções de controle e processamento de informações. Deste modo, estes sistemas são capazes de operar por si mesmos, podendo tomar decisões durante sua operação. O nível de automatismo e, correspondentemente, o grau de independência do ambiente externo, pode envolver desde o controle de apenas uma variável até, por exemplo, o gerenciamento e controle de todo um processo.

Modelagem de Sistemas Automáticos. No contexto tecnológico, o termo *sistema* pode ser entendido como um conjunto de objetos interagentes que tem por objetivo a transformação de energia, matéria e/ou informação.

Particularmente, um *sistema automático* é constituído de dois subsistemas: um que transforma a energia e a matéria associadas ao processo físico ou químico e outro que processa as informações através de software ou hardware. Essencialmente, as informações extraídas do subsistema energético/material e aquelas armazenadas previamente no subsistema de informação são processadas e então utilizadas para influenciar o primeiro. Além da troca de informações entre estes dois subsistemas, também há o recebimento e fornecimento de energia, matéria e informação em relação ao ambiente externo (LÜCKE & DE NEGRI, 1994).

Na figura 1, esta perspectiva é modelada empregando-se a notação de redes de Petri canal/agência (redes C/A) (HEUSER, 1991) que utiliza dois elementos básicos: - os canais, em forma de círculos, que indicam os elementos passivos, neste caso os recursos energéticos, materiais e de informação; - as agências, representadas por retângulos, que indicam os elementos ativos (processos) que consomem e

transformam os recursos. Estes elementos são acoplados através de arcos direcionados que determinam o sentido do fluxo dos recursos.

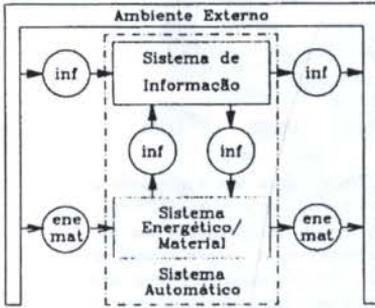


Figura 1: Modelo funcional/estrutural de um sistema automático.

Os canais entre o sistema de informação e de energia/matéria podem ser concretizados através de *sistemas de medição (sm)* e de *sistemas de atuação (sa)* que possuem componentes que interagem com o meio físico ou químico e outros que processam informações (LÜCKE et alii, 1995).

Este tipo de modelo, além de representar a funcionalidade do sistema, também define sua estrutura. Conforme será discutido no capítulo seguinte, o processo de projeto promove crescentes refinamentos do sistema em projeto, chegando, no caso do sistema energético/material, a uma estrutura formada por sistemas ativos como motores, válvulas, amplificadores e por sistemas passivos necessários para a interligação destes (eixos, mangueiras, fios etc.).

Para um projeto integrado, é conveniente que o software, que compõe o sistema de informação, também possa ser constituído de componentes e suas interligações. Isto é possível através da técnica de orientação a objetos em que o software consiste de objetos interagentes que se comunicam através da passagem de mensagens. (BOOCH, 1991).

PROJETO DE SISTEMAS AUTOMÁTICOS

De acordo com colocações anteriores, o projeto de sistemas automáticos necessita de uma metodologia aplicável a todas as áreas técnicas e que defina as diretrizes para a transformação dos requisitos de projeto em uma especificação concreta, passível de construção. No contexto da mecatrônica, observa-se que ainda não há uma proposta concreta para o modelo do processo de projeto mecatrônico, sendo na verdade, empregada uma subdivisão segundo as fases do processo de projeto de produtos industriais, que já está bastante amadurecido. Porém, um sistema automático inclui também partes em software que naturalmente serão projetadas segundo as metodologias da engenharia de software tais como a análise/projeto estruturados e o desenvolvimento orientado a objetos.

Entende-se que uma forma de auxiliar a integração destes especialistas seja através da correlação entre o projeto de produtos e o projeto de software, dando subsídios para a síntese de uma metodologia própria para sistemas automáticos.

Comparação entre o Projeto de Sistemas Técnicos e de Software. No contexto do projeto de produtos industriais, a análise das diferentes metodologias de projeto industrial realizada em FIOD (1993) e ROSA et alii (1995), destaca a forte representatividade do *procedimento de projeto de sistemas técnicos* recomendado pela VDI 2221 (1987) a qual

reflete a escola alemã e praticamente confunde-se com a *metodologia de projeto sistemático* segundo PAHL & BEITZ (1988). Na tabela 1 apresenta-se a subdivisão e as principais atividades destas metodologias as quais estão voltadas principalmente para o projeto de produtos mecânicos, notadamente quando próximo de especificações mais concretas como nas fases de projeto de configuração e projeto detalhado.

Para o desenvolvimento de software, as metodologias podem ser categorizadas em *decomposição funcional e orientadas a objetos*. Na primeira, as funções e dados, que são os componentes elementares de um software, são tratados de forma mais ou menos separada. Por sua vez, na orientação a objetos o sistema é decomposto em objetos que encapsulam um conjunto de dados e funções de modo a representar em software um sistema físico ou conceitual (HENDERSON-SELLERS & EDWARDS, 1990; BOOCH, 1991).

De todo modo, observa-se que as fases e passos recomendados são praticamente os mesmos para os diferentes métodos, havendo diferenciação somente quanto aos meios, atividades e resultados obtidos. A tabela 2 reflete a divisão em fases e passos descritos por HENDERSON-SELLERS & EDWARDS (1990) com a demais informações voltadas especificamente a orientação a objetos (BOOCH, 1991; RUMBAUGH et alii, 1991) e, portanto, de acordo com a opção de desenvolver sistemas automáticos utilizando implementação orientada a objetos.

Tabela 1 - Metodologia de projeto de produtos industriais

Fases	Passos	Atividades	Resultados
Estudo do Problema (Definição da Tarefa)	Estudo da Tarefa	+ Esclarecer os objetivos e a tarefa + Coletar informações técnicas, econômicas e mercadológicas + Avaliar a viabilidade	
	Especificação de Requisitos	+ Elaborar lista de requisitos *em linguagem comum ao deptos. envolvidos, *formal e completa	Lista de Requisitos
Concepção	Estudo da Função a ser Desempenhada	+ Formular a tarefa através de função (descrição funcional) + Decompor a função global em funções parciais (FP) e interligações	Função Global 1 ou + Estruturas de Funções Parciais
	Pesquisa de Princípios de Solução	+ Encontrar princípios de solução (PS) para cada função parcial (FP)	1 ou + Princípios de Solução para as FP
	Estruturação de Módulos Realizáveis	+ Agrupar os princípios de solução em módulos realizáveis + selecionar a(s) solução(ões) proposta(s)	1 ou + Módulos Realizáveis com PS's
Projeto de Configuração (Projeto Preliminar)	Configuração dos Módulos Principais	+ Estabelecer forma, medidas, materiais e processos de fabricação, para cada PS + Avaliar técnica e economicamente	1 ou + Princípios Construtivos para cada PS
	Configuração do Produto Total	+ Descrever detalhes finais dos PC + Analisar acoplamentos dos PC's + Avaliar o produto global	Princípio Construtivo Global
Projeto Detalhado	Fixar Instruções de Execução e Uso	+ Especificar em definitivo os PC + Definir o arranjo final + Reavaliar (técnica e econômica) + Elaborar instruções para fabricação e utilização	Especificação para construção

Através de uma análise detalhada dos processos de projeto, apresentados resumidamente nas tabelas 1 e 2, pode-se evidenciar uma forte correlação entre suas fases. Primeiramente, observa-se que os passos de *estudo da tarefa* e de *especificação de requisitos* da metodologia de produtos correspondem diretamente aos dois primeiros passos da metodologia de software, cuja meta final é a definição clara

dos requisitos que deverão ser cumpridos pelo sistema a ser construído.

Tabela 2 - Metodologia de projeto de software

Fases	Passos	Atividades	Resultados
Análise	Análise de Requisitos do Usuário	+ Analisar necessidades, problemas e soluções anteriores + Estudar a viabilidade	
	Especificação de Requisitos do Usuário	+ Lista preliminar das especificações do sistema + Identificar requisitos: * em linguagem do usuário	Texto em linguagem natural
	Especificação de Requisitos do Software	+ Descrever os requisitos do sistema (formal e completa): *na linguagem do programador, *uso de classes/objetos do domínio do problema, *modelos da estrutura, função e comportamento	Diagramas OO * para o domínio do problema
Projeto	Projeto do sistema (projeto preliminar)	+ Tomar decisões sobre a arquitetura: *Adicionar classes/objetos e relacionamentos do domínio da solução aos modelos. *Enfoque na visão externa das classes/objetos	Diagramas OO * para o domínio da solução
	Projeto Detalhado	+ Definir e documentar cada componente que será codificado: *Enfoque na visão interna de classes, *Criar estrutura de dados e algoritmos + Adicionar detalhes ao modelo	Diagramas OO * para o domínio da implementação

* Diagramas OO = Diagramas de classes/objetos, de estados e de funções

O passo de *especificação de requisitos do software* estrutura o problema em termos de classes e objetos, que são os elementos-chaves do paradigma orientado a objetos. Também são criados modelos que representam o comportamento e o funcionamento das classes e do sistema total requeridos pelo problema. Desta forma caminha-se em direção a decomposição do problema e também ao esclarecimento de conceitos que serão usados no passo subsequente; conforme HENDERSON-SELLERS & EDWARDS (1990), a fase de análise busca responder "o que?" deve ser feito mas também começa a responder "como?" será feito. Sendo assim, é possível correlacionar este passo à fase de *concepção* do projeto de produtos que também resulta na proposta de estruturas capazes de atender aos requisitos. Porém, são avaliados principalmente requisitos funcionais não contemplando aspectos temporais (comportamento) como, por exemplo, seqüências de operações. A estrutura obtida nesta fase compõe-se de meios técnicos abstratos capazes de solucionar as funções parciais. Correspondentemente, as classes para implementação em software são identificadas através de um nome, de atributos e de operações genéricas.

Na fase de *projeto preliminar* de um produto, os princípios físicos são transformados em sistemas concretos (princípios construtivos), podendo-se ainda identificar novas funções parciais e seus princípios de solução. No desenvolvimento do software, esta fase refere-se ao detalhamento da interface das classes, adição de novas classes para solução do problema e a fixação da arquitetura. Neste momento já é possível a construção de protótipos do produto industrial e do software.

No *projeto detalhado* são feitas as especificações definitivas dos componentes e elaboradas instruções para a fabricação e utilização do produto. Para o software, nesta fase são tomadas decisões quanto a estrutura de dados e algoritmos necessários a implementação de cada classe, havendo também o refinamento da estrutura do sistema. Em ambos os casos, o resultado final é o conjunto de informações necessárias para efetivação da fabricação ou implementação.

Processo de Projeto de Sistemas Automáticos. A análise realizada na seção anterior demonstra a existência de uma forte correlação entre as atividades de cada metodologia, tornando possível agrupá-las sob uma nomenclatura comum, conforme

mencionado na figura 2. A decomposição do processo de projeto em fases distintas estabelece uma seqüência de resultados que deve ser obtida para, a partir dos requisitos, chegar progressivamente a uma especificação própria para construção (fabricação, montagem ou implementação). Baseando-se nas colocações de RUMBAUGH et alii (1991) e de HOOVER et alii (1991), estes diferentes resultados podem ser entendidos como uma composição de modelos que representam o estado corrente do sistema que está sendo projetado.

Neste sentido, utiliza-se a rede C/A mostrada na figura 2 para modelar as transformações que ocorrem no sistema em projeto em decorrência da realização das fases do projeto. Este modelo é similar ao proposto por FRENCH (1985) IN: HENSON et alii (1994), o qual utiliza notação da análise estruturada, além do que a disposição das fases lembra o modelo clássico "waterfall" para o ciclo de vida do software (BOOCH, 1991).

Conforme esta figura, o sistema em projeto apresenta-se sob diferentes formas, inicialmente como *requisitos* e, posteriormente, como *modelo de concepção* que formaliza os requisitos funcionais (principalmente) e estabelece uma ou mais estruturas genéricas capazes de solucionar o problema. Até este ponto o sistema em projeto ainda não é realizável. O *modelo de configuração* incorpora especificações mais refinadas e alterações nos componentes e estrutura de forma a tornar o sistema em projeto realizável sendo, então, possível a construção de protótipos (em hardware ou software) e simulações comportamentais. Como resultado da última fase do projeto, tem-se o sistema em projeto descrito pelo *modelo construtivo* o qual fixa instruções para a construção (fabricação, implementação, montagem, compra etc.).

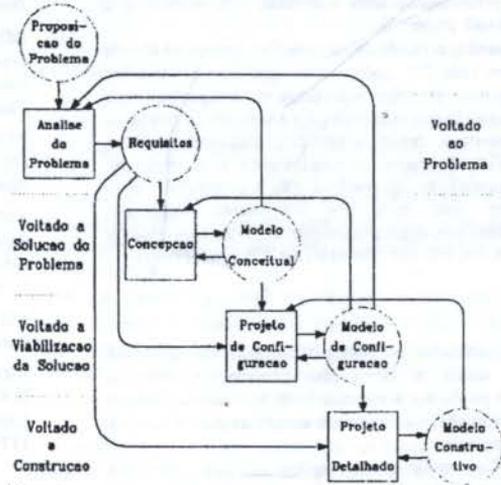


Figura 2 - Modelo funcional do processo de projeto para sistemas automáticos.

Estudos da área da mecânica (HOOVER et alii, 1991) e de software orientado a objetos (BOOCH, 1991) mostram que o processo de projeto é iterativo e que ocorre de forma diferenciada em partes isoladas do sistema. Dentro desta visão, o modelo apresentado na figura 2 pode ser usado para representar as transformações que ocorrem no *sistema em projeto* como um todo, assim como para descrever o projeto de partes do sistema. Entende-se que a medida que o projeto evolui, possivelmente irão surgir projetos paralelos de partes do sistema ou a utilização de resultados de projetos já efetuados.

É importante frisar que este modelo é funcional, ou seja, mostra as transformações que devem ser realizadas ao longo do projeto e também destaca os recursos, na forma de modelos, que suprem e que serão gerados pelas fases. Formalmente nada é dito quanto a seqüência destas fases; a disposição descendente dos modelos (canais) indica a decomposição hierárquica do sistema em projeto.

Para a representação do sistema em projeto normalmente faz-se necessária a utilização de um conjunto de modelos, cada qual representando uma perspectiva funcional, estrutural ou comportamental. Como meio de estabelecer a comunicação entre os diversos especialistas e também a integração das informações contidas nos modelos, autores como DIJK et alii (1992) e SMITH & GAWTHROP (1992) propõe a utilização de um *modelo central*.

De acordo com o capítulo anterior, entende-se que a rede C/A (figura 1) pode ser utilizada como modelo central em função dos seguintes aspectos:

- emprega elementos fundamentais (recursos e transformações ou canais e agências), possibilitando a descrição dual de perspectiva funcional e estrutural.

- destaca os recursos energéticos, materiais e de informação (através dos canais), cujos atributos são a real necessidade de criar-se sistemas técnicos,

- é totalmente dissociado de soluções de implementação ou fabricação,

- é equivalente a estrutura de funções empregada no projeto de produtos e também é uma versão mais simplificada do diagrama de fluxo de dados (DFD) utilizado na engenharia de software,

- apesar de estar num nível bastante abstrato pode, através de refinamentos utilizando a mesma notação, dar origem a representações mais concretas, equivalendo-se à estrutura que será construída.

Assim sendo, o resultado de cada fase constituir-se-á de um modelo em rede C/A onde partes específicas poderão ser representadas por modelos estruturais e comportamentais próprios da área técnica escolhida para a solução do problema (diagramas elétricos, desenhos técnicos, diagramas de fluxo de dados (DFD), diagramas de estados etc.). A distinção em modelos de concepção, de configuração e construtivo dá-se essencialmente pelo nível de refinamento alcançado. Resultados concretos deste procedimento foram apresentados em LÜCKE & DE NEGRI (1994) e LÜCKE et alii (1995).

CONCLUSÕES

A caracterização de sistemas automáticos na forma apresentada, aliada a correlação estabelecida entre a engenharia de produto e a engenharia de software demonstra que é possível estabelecer diretrizes concretas para o projeto deste tipo de sistemas.

Resultados práticos da aplicação dos conceitos discutidos neste artigo estão sendo alcançados através do desenvolvimento de um banco de testes automático destinado a realização de testes normalizados segundo a ISO para a maioria dos componentes hidráulicos industriais.

AGRADECIMENTOS

Ao professor Hermann A. H. Lücke (in memoriam) pela dedicação e valiosas contribuições à elaboração deste artigo.

REFERÊNCIAS

BOOCH, G. *Object-oriented design: with applications*. Redwood City, USA: The Benjamin/Cummings, 1991.

DIJK, J. VAN, VRIES, T. J. A., BREUNESE, A. P. J., BREEDVELD, P. C. *Automated mechatronic systems*

modelling using MAX. In: BOND GRAPHS FOR ENGINEERS, 1992, North-Holand: Breedveld, p.279-290.

FIOD, M. *Desenvolvimento de sistema computacional para auxiliar a coicepção de produtos industriais*. Florianópolis, 1993 (Tese de doutorado).

HENDERSON-SELLERS, B., EDWARDS, J. The object-oriented system life cycle. *Communications of the ACM*, New York, V. 33, n. 9, p. 142-159, sept. 1990.

HENSON, B. W., JUSTER, N. P., PENNINGTON, A. Towards an integrated representation of function, behaviour and form. In: CACD'94, Lancaster. *Proceedings...* UK: LooseLeaf, 1994, p. 95-111.

HEUSER, C. A. Modelagem conceitual de sistemas. In: V EBAI, 1990.

HOOVER, S. P., RINDERLE, J. R., FINGER, S. Models and abstractions in design. In: ICED'91, Zurich. *Proceedings...* Zurich: Heurista, 1991, V.1, p.46-57.

LÜCKE, H. A. H., DE NEGRI, V. J. Uma metodologia integrada para o desenvolvimento de sistemas automáticos. In: CAIP'94, Chile. *Anais...* Santiago: CIT, 1994, p. 6-13.

LÜCKE, H. A. H., DE NEGRI, V. J., MADEIRA, M. N. Programação orientada a objetos na automação industrial. *Revista Máquinas e Metais*, São Paulo: Aranda, n. 353 p. 108-115, 1995.

PAHL, G., BEITZ, W. *Engineering Design - a Systematic Approach*. UK: Springer-Verlag, 1988.

RAULT, A. Mechatronics and bond graphs. In: BOND GRAPHS FOR ENGINEERS, 1992, North-Holand: P. C. Breedveld, p.101-110.

ROSA, E., FORCELLINI, F., OGLIARI, A., BACK, N. Novos enfoques para a concepção de produtos com o uso de sistemas CAE/CAD/CAM. *Revista Máquinas e Metais*, São Paulo: Aranda, n. 353, p. 138-148, jun. 1995.

RUMBAUGH, J., BLAHA, M., PREMIERLANI, W. et alii. *Object-oriented modelling and design*. New Jersey: Prentice-Hall, 1991.

SMITH, L. S. P. S., GAWTHROP, P. J. An environment for industrial design using bond graph modelling. In: BOND GRAPHS FOR ENGINEERS, 1992, North-Holand: P. C. Breedveld, p.291-300.

VDI-Verlag. VD Guideline 2221: Systematic approach to the design of technical systems and products. Düsseldorf, 1987.

VRIES, T. J. A., BREUNESE A. P. J., BREEDVELD, P. C. MAX: A mechatronic model building environment. In: CACD'94, UK. *Proceedings...* UK: LooseLeaf, 1994, p.299-317.

ABSTRACT

The search of systems with higher performance, confiability and flexibility has been stimulating the integration of electronics and informatics with mechanics and electrical areas. The design of these systems, named here automatic systems, claims this inteeegration. In this sense, this paper presents it's conception and modelling based in the mechatronics, object-oriented paradigm and Petri nets Channel/Instance. It's also presented a comparison between product and software engineering. With this comparison and with the automatic systems characterization a design process can be obtained.

IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL DO PROCESSO DE CONCEPÇÃO DE PRODUTOS UTILIZANDO ANÁLISE ORIENTADA A OBJETOS E SISTEMAS ESPECIALISTAS

André Ogliari - Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC
Nelson Back - Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC
Ivan J.E. Prado - Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC
Leandro Komosinski - Departamento de Informática e Estatística - UFSC

Devido à natureza complexa do processo de concepção de produtos torna-se difícil a algoritmização dos procedimentos e a representação dos objetos ou conhecimento necessários para obter auxílios computacionais. Neste trabalho apresenta-se algumas idéias de como esse processo está sendo implementado utilizando conceitos de objetos e de sistemas especialistas.

INTRODUÇÃO

No processo de concepção são tomadas muitas decisões que influenciarão em todas as demais fases do ciclo de vida de um produto. Tais decisões podem afetar profundamente as características do produto viabilizando-o, ou não, com relação aos aspectos técnicos, econômicos, de produção, uso, entre outros.

Apesar da importância desta atividade e o crescente volume de pesquisas relacionadas a ela, não se tem, ainda, pelo menos a nível comercial, ferramentas computacionais concretas de auxílio aos projetistas. Nas fases de projeto detalhado (modelamento e análise), por sua vez, os sistemas CAE/CAD, amplamente difundidos, proporcionam resultados efetivos no desenvolvimento de produtos.

Dentre as dificuldades para tal situação encontra-se o fato de que a natureza do processo de concepção é complexa. Com relação aos procedimentos, a maioria das ações envolvem a experiência, intuição, bom senso, criatividade, entre outros, ou seja, características de difícil algoritmização computacional.

Sob o aspecto dos objetos tratados tem-se um grande volume de informações de natureza abstrata e dispersas nas mais variadas formas de comunicação. Isso torna difícil e lento o processo de coleta e sistematização das informações em banco de dados apropriados e úteis em cada etapa do processo de concepção de produtos.

Este contexto tem propiciado aos pesquisadores um campo vasto onde se buscam estabelecer procedimentos, objetos e técnicas apropriadas à implementação computacional de ferramentas para auxílio à atividade de concepção de produtos.

Sob os enfoques anteriores, este trabalho trata de expor as principais idéias e resultados alcançados com relação a implementação computacional do processo de concepção de produtos utilizando conceitos orientado a objetos e de sistemas especialistas.

Para tal, apresenta-se uma descrição sumária do processo de concepção e suas principais etapas. Destaca-se, também, as técnicas empregadas para a representação e manipulação do conhecimento durante aquele processo. São descritos os principais aspectos da implementação do sistema e as características de seus módulos principais. Finalmente são feitas considerações sobre o estado atual da pesquisa e as perspectivas futuras.

O PROCESSO DE CONCEPÇÃO DE PRODUTOS

O processo de concepção de produtos é descrito na literatura sob vários enfoques e graus de detalhamento. A escola alemã é a que, provavelmente, tem mais estudos e resultados sobre metodologias de projeto e, de modo específico, sobre a problemática da concepção de produtos. Os trabalhos de Koller (1985), Roth (1982), Pahl & Beitz (1988) e Hundal (1990), entre outros, apresentam as idéias e metodologias daquela escola para tratar com aspectos funcionais da concepção, geração e manipulação de catálogos de princípios de soluções de projeto, métodos de auxílio à criatividade e aspectos da implementação computacional do processo de concepção, respectivamente.

No Brasil, os esforços nesta direção são emergentes. Alguns trabalhos como o de Fiod 1993 e Ogliari e Back 1995, destacam a importância do melhoramento das técnicas e ferramentas para a concepção de produtos. Também apresentam ferramentas para propiciar a obtenção de soluções de projeto a nível conceitual e propostas para a implementação de sistemas dedicados a concepção de produtos no domínio da instrumentação.

A metodologia para a concepção de produtos seguida neste trabalho é resultado do estudo de várias abordagens encontradas na literatura e está apresentada na Figura 1. Destaca-se, também, os principais dados e as técnicas utilizadas para auxiliar o processo de concepção.

De acordo com a Figura 1, o ponto de partida para o desenvolvimento de um produto são os clientes do projeto. É através da investigação das necessidades de cada um deles que se obterão os subsídios necessários para a determinação das especificações de projeto que constituem-se num conjunto de requisitos de projeto desenvolvidos e sistematizados para um problema específico durante as atividades de definição da tarefa de projeto. Os requisitos de projeto, por sua vez, constituem-se nos requisitos funcionais, requisitos técnicos, parâmetros de projeto, critérios de avaliação, entre outros. Os clientes do projeto não são somente aqueles que irão usar o produto resultante, mas todos aqueles envolvidos no processo de desenvolvimento, tais como, projetistas, fabricante, vendedores, distribuidores, etc.

As necessidades dos clientes do projeto são obtidas através de questionários formulados a partir de um conjunto prévio de necessidades que são baseadas no ciclo de vida do produto. Tem-se, por exemplo, necessidades relacionadas ao

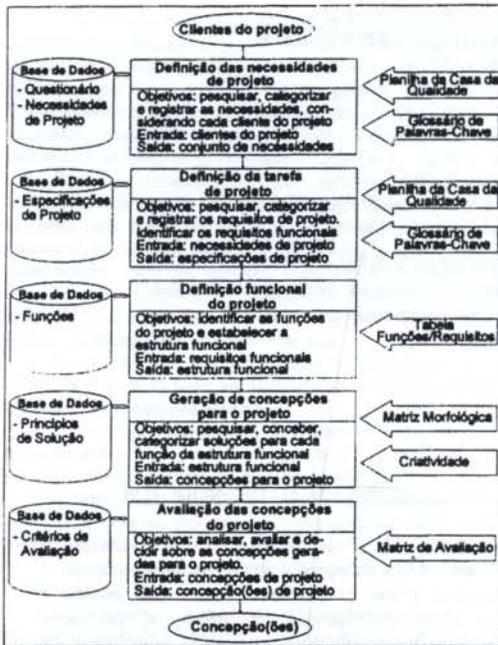


Figura 1: Metodologia para a concepção de produtos.

uso do produto, com o processo de fabricação, com os aspectos econômicos, entre outras. As informações obtidas na definição das necessidades de projeto são organizadas e registradas em uma planilha (técnica da "casa da qualidade", Hauser & Clausing 1988), de acordo com cada cliente do projeto e são a base para, através de um glossário de palavras-chave, obter as especificações do problema de projeto.

Na obtenção de uma ou mais concepções para o problema os requisitos funcionais estão entre as informações mais importantes obtidas nas especificações de projeto. É a partir dos requisitos funcionais que se obtém o que o produto deve fazer e o que deve ser resolvido para tal. Com tais requisitos define-se uma estrutura de funções para o problema que representa a relação entre as funções e o fluxo das grandezas envolvidas (material, energia ou informação). As funções desta estrutura vão nortear a busca de princípios de solução para o problema.

Cada função da etapa anterior deve ser satisfeita por princípios de solução existentes nos mais variados ramos do conhecimento ou obtidos através de técnicas de criatividade tais como analogias, "brainstorming", entre outras.

A obtenção das concepções é auxiliada pela técnica da matriz morfológica (Pahl & Beitz 1988) onde são listadas as funções da estrutura obtida e os possíveis princípios de solução para cada uma delas. Esta técnica possibilita a sistematização do problema na fase de geração de concepções para o projeto.

As concepções obtidas, estrutura de princípios de solução de acordo com a estrutura de funções, são avaliadas sob vários critérios (técnicos, econômicos, etc.) para validar a sua continuidade nas demais etapas do processo de projeto (projeto preliminar e projeto detalhado). Obtém-se, assim, uma ou mais concepções viáveis para satisfazer as necessidades do problema de projeto.

As etapas do processo de concepção, mostradas na Figura 1, estão sendo implementadas computacionalmente visando operacionalizar aquele processo e aumentar as chances de se obterem, de modo eficiente, soluções melhores a

nível conceitual. Neste nível as decisões podem comprometer, ou não, o produto final portanto, fazer uso de ferramentas disponíveis e apropriadas é imprescindível para o sucesso do empreendimento.

ASPECTOS DA IMPLEMENTAÇÃO DO SISTEMA

Na implementação do processo de concepção está-se empregando conceitos de objetos e de sistemas especialistas. Os primeiros estão sendo usados para implementar a base de dados e a estrutura de atividades do processo de concepção. Os conceitos de sistemas especialistas, por sua vez, estão sendo usados para implementar auxílios na tomada de decisão durante o processo de concepção. Cada módulo gerador do sistema, Figura 2, é tratado como um objeto cujos atributos e procedimentos referem-se a cada etapa do processo. Decorre dessa abordagem, entre outras, a vantagem de se desenvolver o sistema independente de um domínio de conhecimento, o qual será implementado por objetos específicos. Em outras palavras, o sistema é composto por objetos que implementam o processo de concepção e objetos que implementam o domínio de conhecimento.

A base de conhecimento de um domínio específico é constituída por fatos e regras sobre cada objeto daquele domínio. Isso possibilita implementar decisões automáticas diante de uma dada situação ou entrada do usuário. Por exemplo, na etapa de definição funcional do problema de projeto, após selecionadas as funções, o sistema verifica, através dos atributos de cada uma delas, quais são compatíveis com relação à entrada e saídas das grandezas envolvidas (material, energia ou informação) e "decide" sobre quais funções devem permanecer e quais devem ser descartadas.

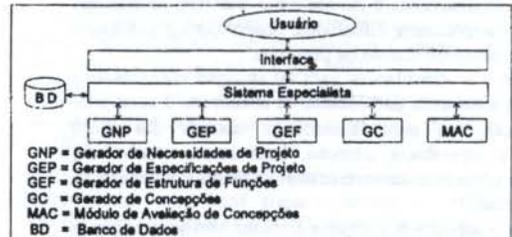


Figura 2: Estrutura básica do sistema.

Os fatos e as regras estão sendo implementados através do "shell" KAPPA-PC (Intelcorp Inc. 1992), que é um "software" para o desenvolvimento de sistemas especialistas. Para tal, a base de conhecimento trata dos seguintes objetos principais: clientes do projeto, necessidades, especificações de projeto, funções e princípios de solução.

O domínio para o qual aqueles objetos estão sendo implementados, numa primeira abordagem, trata de instrumentos de medição de deslocamento.

O sistema está sendo desenvolvido para operar em computadores do tipo IBM PC compatível, em ambiente "windows" (Microsoft Inc. 1992). Como linguagem de programação está-se usando C++ orientada a objetos (Borland Inc. 1993).

PRINCIPAIS MÓDULOS DO SISTEMA

O sistema é composto de cinco módulos principais, de acordo com a Figura 2, cujas características são descritas a seguir.

No módulo que trata da definição das necessidades de projeto, cuja interface é dada pela Figura 3, o usuário (clientes

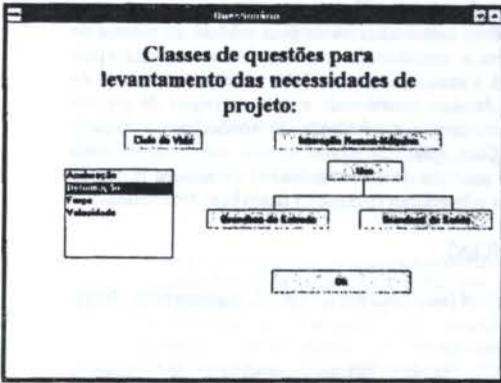


Figura 3: Interface para a determinação das necessidades de projeto.

do projeto) responde várias questões relacionadas ao ciclo de vida do produto. A interação com o sistema se dá através de "botões" que correspondem à classes de questões. As questões são formuladas com base num conjunto prévio de possíveis necessidades para determinado problema de projeto de instrumentos. As respostas, um conjunto de necessidades de projeto, são categorizadas e registradas na planilha da "casa da qualidade". O registro é feito de forma hierarquizada nos campos correspondentes aos "ques", da "casa da qualidade".

Parte-se, então, para a tradução daquelas necessidades, geralmente declaradas numa forma abstrata, em especificações de projeto, geralmente caracterizadas por alguma escala de medição. Esta atividade constitui-se na definição da tarefa de projeto. Para tal faz-se uso de um glossário de palavras-chave que associa necessidades com requisitos de projeto. A Figura 4 mostra a interface na qual a definição da tarefa de projeto é realizada.

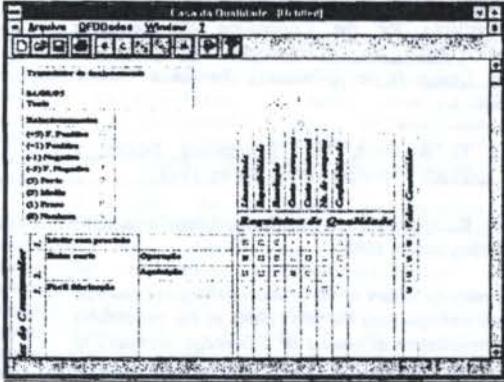


Figura 4: Interface do módulo para a definição da tarefa de projeto.

Dentre os resultados obtidos no módulo anterior incluem-se os requisitos funcionais do problema de projeto. Tais requisitos são associados à funções da base de dados do sistema através de uma tabela de equivalência entre funções e requisitos. As funções resultantes são armazenadas em um arquivo para uso futuro. Essas funções são as entradas do módulo para a definição da estrutura funcional do problema de projeto, cujas principais características são mostradas na Figura 5.

Neste módulo incluem-se recursos para a manipulação das funções (inserir, apagar, arrastar, etc.) e para a sua

estruturação (unir, dividir, etc.). As funções resultantes deste processo e que formam a estrutura de funções final são registradas em uma matriz onde serão pesquisados os possíveis princípios de soluções para satisfazê-las. O módulo que trata desta atividade e sua interface é apresentado na Figura 6.

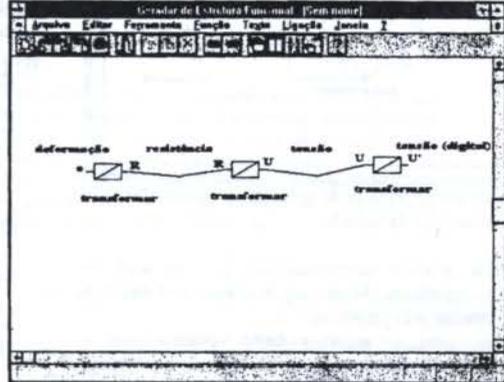


Figura 5: Interface para a definição da estrutura funcional do problema de projeto.

Neste módulo estabelecem-se as possíveis concepções para o problema de projeto. Dispõe-se de recursos para inserir, apagar, selecionar funções e/ou princípios de solução. As concepções resultantes, após uma análise da compatibilidade entre os princípios de solução, são avaliadas segundo os critérios definidos nas especificações do projeto. O módulo que trata da avaliação de concepções está em desenvolvimento e nenhuma implementação foi feita até o presente.

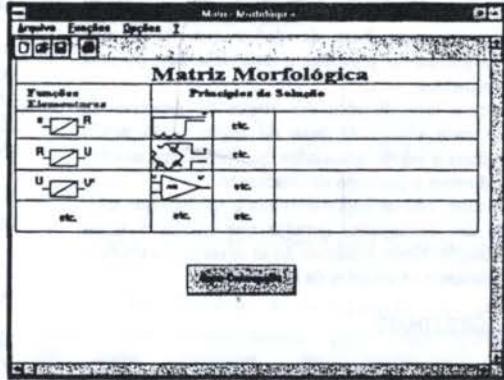


Figura 6: Interface do módulo para a geração de concepções de projeto.

No caso da geração de concepções tem-se, ainda, uma segunda interface que se constitui num editor de princípios de solução (Figura 7). Neste editor podem ser gerados princípios de solução não encontrados na base de dados do sistema. Dispõe-se, para tal, dos recursos básicos de um editor gráfico. Os princípios de solução resultantes são inseridos na matriz morfológica para viabilizar o estabelecimento das concepções para o problema.

ESTADO ATUAL DO DESENVOLVIMENTO

As interfaces dos módulos apresentados no item anterior incluem, até o presente, as funcionalidades básicas

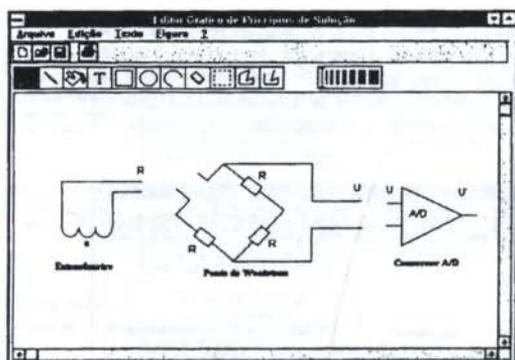


Figura 7: Interface do módulo de geração de concepções para desenvolver princípios de solução.

para propiciar auxílios computacionais às atividades de concepção. As atividades são de caráter manual e as decisões totalmente tomadas pelo projetista.

No momento os esforços estão voltados para a implementação dos procedimentos detalhados de cada etapa do processo de concepção para aumentar os recursos de auxílio em cada módulo do sistema.

Em paralelo está-se desenvolvendo a base de dados do sistema que inclui os objetos, atributos, fatos e regras do domínio para o qual o sistema será dedicado, ou seja, instrumentos de medição.

Para tal, iniciou-se pela definição dos principais requisitos para o projeto de instrumentos de medição e sua sistematização de acordo com as várias fases do ciclo de vida do produto. Também, está-se desenvolvendo uma base de funções elementares incluindo, numa primeira etapa, as funções para a medição de deslocamento. Os princípios de solução existentes para satisfazer aquelas funções estão sendo sistematizados em uma base de dados que inclui uma representação gráfica do princípio e uma descrição de seus principais parâmetros.

Para cada procedimento das etapas do processo de concepção e cada objeto da base de dados estão sendo pesquisados fatos e regras associados que propiciem auxílios automáticos durante o processo de concepção.

Finalmente, está-se implementando o módulo que trata da avaliação das concepções geradas que consistirá numa matriz de avaliação. Nesta incluir-se-ão as concepções obtidas, suas características e os critérios de avaliação.

OBSERVAÇÕES FINAIS

As principais idéias e os resultados parciais apresentados neste trabalho procuram mostrar os conceitos e as estratégias adotadas no desenvolvimento de uma ferramenta para auxiliar os projetistas no processo de concepção de produtos em um determinado domínio.

Com os conceitos de objeto e de sistema especialista busca-se sistematizar e manipular o conhecimento necessário para a solução de problemas naquele domínio. Através da identificação dos objetos e atributos do processo e do domínio de projeto o conhecimento pode ser organizado de forma útil utilizando, entre outros, princípios de hierarquização e de herança. Além disso viabiliza-se a investigação, junto aos especialistas, sobre quais decisões serão tomadas diante de problemas que envolvem aqueles objetos estabelecidos. Estas informações permitem a construção da base de dados do sistema e das regras necessárias para a obtenção de auxílios automáticos durante o processo de concepção.

A estratégia adotada, numa primeira etapa, é a de desenvolver as funcionalidades de cada módulo do sistema de acordo com a metodologia proposta. Numa segunda etapa buscar-se-á a integração dos módulos obtidos com a base de dados do domínio considerado e com as regras de projeto estabelecidas para a manipulação do conhecimento daquele domínio. Com estas estratégias tem-se um controle mais efetivo do processo de desenvolvimento do sistema já que as tarefas e as informações necessárias ficam bem determinadas.

REFERÊNCIAS

- Borland Inc., "Borland C++ 4.0", *Programmer's Guide*, USA, 1993.
- Fiod, M.N., "Desenvolvimento de Sistema Computacional para Auxiliar a Concepção de Produtos Industriais", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil, 1993.
- Hauser, J.R. & Clausing, D., "The House of Quality", *Harvard Business Review*, pp. 63-73, May-June, 1988.
- Hundal, M.S., "A Systematic Method for Developing Function Structures, Solutions and Concepts Variants", *Mech. Mach. Theory*, Vol.25, pp. 243-256, 1990.
- Intelcorp Inc., "KAPPA-PC 2.0", *User's Guide*, USA, 1992.
- Koller, R., "Konstruktionmethode für den Maschinen-Geräte und Apparatebau", Springer Verlag, Berlin, 1985.
- Microsoft Inc., "Microsoft Windows 3.1", *User's Guide*, USA, 1992.
- Ogliari, A. e Back, N., "Computational Implementation of a Systematics for the Conception of Measuring Instruments", *Anais do International Conference on Engineering Design* (a ser publicado), Republica Tcheca, Agosto, 1995.
- Pahl, G. & Beitz, W., "Engineering Design: a systematic approach", Springer Verlag, Berlin, 1988.
- Roth, K., "Konstruieren mit Konstruktionskatalogen", Springer Verlag, Berlin, 1982.

Due to the complex nature of the product conception process, it is difficult to implement the algorithms of the procedures and the representation of objects or knowledge necessary to obtain the computational aids for the conceptual design. In this work are presented some ideas how this process can be implemented using objects and expert systems concepts.

MODELOS REDUZIDOS DE SISTEMAS MECANICOS LINEARES.
UM TRATAMENTO USANDO OS GRAFOS DE LIGAÇÃO.

Mauro Speranza Neto
Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais-IME/RJ
Carlos Tércio Corrêa da Silva
Departamento de Engenharia Elétrica - PUC/RJ

RESUMO

Neste trabalho é apresentado um procedimento, baseado nos Grafos de Ligação, para a obtenção de modelos reduzidos de sistemas mecânicos lineares, com justificativa física. A partir de um grafo normalizado segundo a inércia, os modos não-amortecidos estabelecem um novo grafo onde todo o acoplamento do sistema encontra-se no campo dissipativo. A análise do fluxo de potência e dos caminhos causais no modelo resultante indica alternativas para a redução de ordem.

INTRODUÇÃO

O que se considera como um modelo reduzido na literatura científica é uma simplificação de menor ordem do modelo original, onde se procura manter as suas principais características de comportamento, de acordo com algum critério. O emprego de representações matemáticas de menor dimensão para análise, simulação e síntese é menos custoso e mais rápido, além de permitir uma melhor compreensão da relação entre os efeitos observados e os parâmetros do sistema. Existem vários enfoques para a obtenção de modelos reduzidos e em cada um tratamentos distintos para problemas particulares.

São conhecidos alguns artigos onde se empregam os Grafos de Ligação para redução de ordem, aplicados a problemas específicos, e com uma abordagem restrita. Na maioria destes trabalhos procura-se apenas adaptar uma metodologia já consagrada aos Grafos de Ligação, não sendo desenvolvido nenhum procedimento completo utilizando as potencialidades desta técnica como ferramenta não só de modelagem, mas também de análise de sistemas dinâmicos.

A opção de utilizar os Grafos de Ligação como base para o procedimento de redução de ordem se justifica pelas inúmeras vantagens apresentadas por esta técnica, principalmente aquelas relacionadas às informações sobre o comportamento dinâmico do sistema, possíveis de serem obtidas antes do modelo matemático ter sido desenvolvido. Assim de acordo com as características do sistema e com o critério escolhido, pode se obter previamente um grafo reduzido.

Descreve-se neste artigo uma metodologia para o desacoplamento de sistemas mecânicos, baseada na migração das inércias, nos fluxos de potência e nas conexões causais entre os elementos, definidos pelo Grafo de Ligação. A partir deste procedimento podem ser estabelecidos alguns critérios de redução de ordem. Analisa-se os possíveis modelos reduzidos com base na potência associada aos elementos desprezados para a redução.

DIAGONALIZAÇÃO LOCAL DO CAMPO DE INÉRCIAS

Seja o Grafo Multiligação mostrado na Figura 1, que representa um modelo mecânico linear dentro das seguintes hipóteses:

- 1) Não há graus de liberdade sem massa;
- 2) Não há efeitos giroscópicos;
- 3) Não há excitações de base.

Neste modelo todas as redundâncias e equivalências já foram eliminadas e \mathbb{I} , \mathbb{C} e \mathbb{R} representam os seus campos implícitos (Speranza Neto, 1995), que caracterizam, respectivamente, as matrizes de massa, flexibilidade e amortecimento, do sistema, sendo estas matrizes normalmente não diagonais, porém garantidamente simétricas e, dentro de certas condições positivas definidas (Inman, 1989).

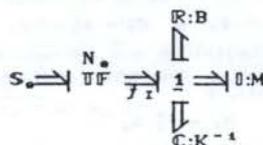


Figura 1. Modelo Mecânico Simplificado

Na Figura 1 a junção 1 vetorial define as velocidades $\langle f_I \rangle$ dos graus de liberdade físicos do sistema, e o transformador TF indica a ação das fontes de esforço sobre os graus de liberdade. O modelo matemático deste sistema, descrito em equações de movimento é dado por

$$\mathbb{I} \ddot{x}_1 + \mathbb{R} \dot{x}_1 + \mathbb{C} x_1 = N_0 S_0 \quad (1)$$

onde $x_1 = \int f_I dt$ é um vetor n dimensional.

Segundo Breedveld (1984) todo campo multiporta linear, de dimensão n, pode ser decomposto em n elementos de uma porta, através da diagonalização da matriz que o caracteriza. Este processo pode ser realizado de várias maneiras, uma das quais é através da matriz modal do respectivo campo, obtida a partir de uma análise individual de autovalores e

autovetores. Neste caso está se obtendo elementos concentrados independentes -matrizes diagonais- que possuem a mesma característica física dos campos, e a forma de combinação destes elementos -matrizes modais- que permite recompor os campos originais através de transformações congruentes, segundo

$$D_D = \tilde{\Phi}_I^T D \tilde{\Phi}_I \text{ ou } D = \tilde{\Phi}_I D_D \tilde{\Phi}_I^T$$

onde $\tilde{\Phi}_I$ é a matriz modal do campo, ortogonal ($\tilde{\Phi}_I^{-1} = \tilde{\Phi}_I^T$), desde que este seja simétrico e pelo menos positivo semi-definido, e aqui denominada de matriz modal local. A Figura 2 representa o processo de diagonalização de um campo genérico.

$$I \Rightarrow D \quad \equiv \quad I \Rightarrow \tilde{\Phi}_I^T \Rightarrow D_D \Rightarrow \tilde{\Phi}_I$$

Figura 2. Diagonalização de um Campo

Baseado neste procedimento de diagonalização pode-se determinar um campo de inércias representado por uma matriz identidade e são criados campos resistivo e capacitivo normalizados, em função da migração dos elementos inerciais através do grafo. Assim, sendo

$$D_D = \tilde{\Phi}_I^T D \tilde{\Phi}_I$$

pode-se obter

$$D = \gamma D_D$$

e a partir da definição do conjunto de variáveis generalizadas μ tal que

$$x_I = \tilde{\Phi}_I D^{-1} \mu = \tilde{\Phi}_D \mu$$

substituídas na Equação de Movimento (1), tem-se

$$I \ddot{\mu} + R_I \dot{\mu} + C_I^{-1} \mu = N_I S_e \quad (2)$$

onde I é a matriz identidade, de dimensão igual ao número de graus de liberdade,

$$R_I = \tilde{\Phi}_D^T R \tilde{\Phi}_D \text{ e } C_I^{-1} = \tilde{\Phi}_D^T C^{-1} \tilde{\Phi}_D$$

são matrizes simétricas que representam os campos resistivo e capacitivo normalizados segundo a inércia, e

$$N_I = \tilde{\Phi}_D^T N_e$$

caracteriza a influência das fontes sobre os novos graus de liberdade, em um modelo onde as inércias são todas unitárias e desacopladas. A Figura 3 mostra o processo de normalização segundo os Grafos de Ligação.

$$S_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e \Rightarrow I \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e$$

$$S_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e \Rightarrow I \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e$$

$$S_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e \Rightarrow I \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e$$

Figura 3. Processo de Normalização

DIAGONALIZAÇÃO LOCAL DOS CAMPOS RESISTIVO E CAPACITIVO

Os campos resistivo e capacitivo normalizados pela inércia são simétricos e positivos definidos, logo possuem autovetores ortogonais. Assim o processo de diagonalização destes campos poderá ser realizado pelas matrizes modais locais

individuais. Adotando o mesmo procedimento que leva à Equação (2) tem-se

$$R_D = \tilde{\Phi}_R R_I \tilde{\Phi}_R^T \text{ e } C_D^{-1} = \tilde{\Phi}_C C_I^{-1} \tilde{\Phi}_C^T$$

que são matrizes diagonais que representam efeitos resistivos e de rigidez (inverso dos capacitivos) concentrados, desacoplados, e as matrizes modais $\tilde{\Phi}_R$ e $\tilde{\Phi}_C$ a forma de acoplamento entre eles. A Figura 4 representa o processo de diagonalização dos campos resistivo e capacitivo normalizados.

$$S_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_R^T \Rightarrow I \Rightarrow \tilde{\Phi}_R^T N_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_R^T N_e$$

$$S_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_C^T \Rightarrow I \Rightarrow \tilde{\Phi}_C^T N_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_C^T N_e$$

Figura 4. Processo de Diagonalização

Observa-se que se o amortecimento satisfaz as condições de proporcionalidade (Inman, 1989), então

$$\tilde{\Phi}_R = \tilde{\Phi}_C \text{ e } \tilde{\Phi}_R^T \tilde{\Phi}_C = I$$

$$R_D = \begin{bmatrix} 2\zeta_1 \omega_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & 2\zeta_2 \omega_2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & 2\zeta_n \omega_n \end{bmatrix} \text{ e } C_D = \begin{bmatrix} \omega_1^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & \omega_2^2 & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \omega_n^2 \end{bmatrix}^{-1}$$

significando que os modos não amortecidos $\tilde{\Phi}_C$ desacoplam todo o sistema, e as matrizes R_D e C_D^{-1} definem os parâmetros necessários para a determinação dos autovalores do sistema. Assim nestas condições a análise local realizada também é global.

Baseado neste resultado, propõe-se uma nova mudança de variáveis no modelo da Figura 4. Sendo

$$\mu = \tilde{\Phi}_C^T \eta$$

onde $\tilde{\Phi}_C$ são os modos não amortecidos do sistema, e η as variáveis generalizadas não amortecidas, então a Equação (2) pode ser transformada em

$$I \ddot{\eta} + (\Psi^T R_D \Psi) \dot{\eta} + C_D^{-1} \eta = \tilde{\Phi}_C^T N_e S_e \quad (3)$$

que é o modelo segundo as variáveis generalizadas não amortecidas, onde

$$\Psi = \tilde{\Phi}_R \tilde{\Phi}_C^T$$

é a matriz que acopla o campo resistivo diagonal R_D aos campos diagonais D_I e C_D , e

$$\tilde{\Phi} = \tilde{\Phi}_D \tilde{\Phi}_C^T$$

é a matriz modal, que define a relação entre os graus de liberdade físicos do sistema (x_I) e os graus de liberdade generalizados não-amortecidos (η). A Figura 5 representa em Grafos Multiligação o processo de transformação de coordenadas tratado acima.

$$S_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e \Rightarrow I \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_D^T N_e$$

$$S_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_C^T \Rightarrow \tilde{\Phi}_C^T N_e \Rightarrow I \Rightarrow \tilde{\Phi}_C^T N_e \Rightarrow \tilde{\Phi}_C^T N_e$$

Figura 5. Modelo segundo os Modos Não-Amortecidos

ACOPLAMENTO ATRAVÉS DO CAMPO RESISTIVO

No modelo da Figura 5 se houver acoplamento entre as variáveis generalizadas este será devido ao campo resistivo, uma vez que \mathbb{D}_1 e C_D são diagonais, e, a princípio, o campo $(\Psi^T R_D \Psi)$ é qualquer.

Se for realizada uma partição nas variáveis do sistema, de tal modo que

$$f_1 = \dot{x}_1 = [\dot{\eta}_1 \ \dot{\eta}_2]^T$$

onde, sendo n o número de graus de liberdade do sistema, η_1 tem dimensão $m \times 1$, $m < n$, η_2 tem dimensão $(n-m) \times 1$, então a Equação (3) passa a ser escrita por

$$\begin{bmatrix} I_1 & 0 \\ 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\eta}_1 \\ \ddot{\eta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} R_{11} & R_{12} \\ R_{21} & R_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\eta}_1 \\ \dot{\eta}_2 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1^{-1} & 0 \\ 0 & C_2^{-1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \eta_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Psi_1^T \\ \Psi_2^T \end{bmatrix} N_0 S_0 \quad (4)$$

onde I_1 é a identidade de dimensão $m \times m$, I_2 é a identidade de dimensão $(n-m) \times (n-m)$, C_1^{-1} é a parcela de C_D^{-1} de dimensão $m \times m$, assim como C_2^{-1} é aquela com dimensão $(n-m) \times (n-m)$, e

$$R_{ij} = \Psi_{C_j}^T \Psi_{R_i}^T R_D \Psi_{R_i} \Psi_{C_j} = \Psi_i^T R_D \Psi_j$$

caracteriza a matriz de acoplamento entre as variáveis particionadas, através do campo resistivo, detalhado na Figura 6, e dado por

$$R_P = \Psi^T R_D \Psi = \begin{bmatrix} \Psi_1^T \\ \Psi_2^T \end{bmatrix} R_D \begin{bmatrix} \Psi_1 \\ \Psi_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Psi_1^T R_D \Psi_1 & \Psi_1^T R_D \Psi_2 \\ \Psi_2^T R_D \Psi_1 & \Psi_2^T R_D \Psi_2 \end{bmatrix}$$

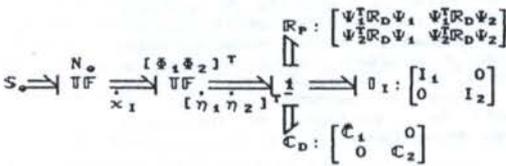


Figura 6. Definição do Campo Resistivo de Acoplamento

Considerando agora que as velocidades dos graus de liberdade físicos do sistema são dadas por

$$f_1 = \dot{x}_1 = [\dot{\eta}_1 \ \dot{\eta}_2]^T = \dot{\eta}_1 + \dot{\eta}_2$$

então o somatório de fluxos acima pode ser representado por uma junção vetorial $\underline{0}$.

Como os campos \mathbb{D}_1 e C_D são diagonais, e sendo a inércia unitária, então só existem caminhos causais entre \mathbb{D}_1 e C_1 e entre \mathbb{D}_2 e C_2 . Assim pode-se estabelecer um Grafo de Ligação Particionado, onde o acoplamento através de R_P se torna mais evidente, como mostrado na Figura 7 no qual as junções vetoriais $\underline{1}_m$ e $\underline{1}_{n-m}$ estão associadas respectivamente aos fluxos η_1 e η_2 . Assim pode-se "migrar" os campos através do grafo, respeitando o caminho causal associado a cada um deles, indicando claramente a partição realizada no modelo do sistema.

Na Figura 7 indica-se o acoplamento entre as partições do grafo diretamente através de R_{12} que é a parcela de R_P que efetivamente caracteriza a influência mútua de η_1 sobre η_2 e vice-versa, e criam-se os campos

$$R_1 = \Psi_1^T R_D \Psi_1 \quad \text{e} \quad R_2 = \Psi_2^T R_D \Psi_2$$

que estão associados apenas às variáveis η_1 e η_2 .

Observe que se $\Psi = I$ os modos locais, não-amortecidos, desacoplam todo o sistema! Neste caso $R_{12} = 0$ e este modelo, mostrado na Figura 8, é idêntico ao desenvolvido pelo Método das Componentes Modais, e descrito em Speranza Neto e da Silva (1994).

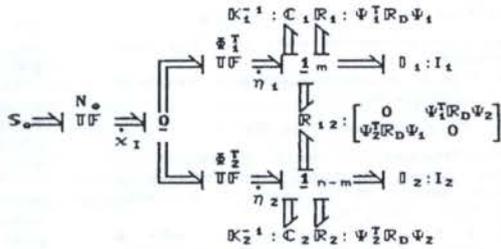


Figura 7. Grafo Particionado Acoplado através do Campo Resistivo

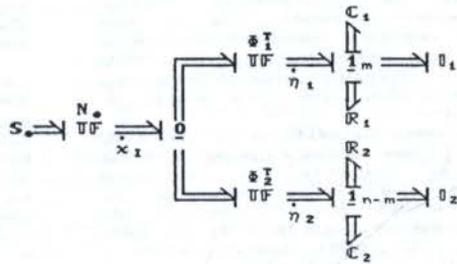


Figura 8. Modelo Desacoplado Localmente

Se $\Psi \neq I$ então não há desacoplamento imediato das partições e uma análise mais criteriosa sobre o campo de acoplamento R_P deve ser realizada. Sendo a matriz do campo resistivo dada por

$$R_P = \Psi^T R_D \Psi$$

então

$$R_P = \sum_{i=1}^n R_i \begin{bmatrix} \Psi_{i1}^2 & \Psi_{i1}\Psi_{i2} & \dots & \Psi_{i1}\Psi_{in} \\ \Psi_{i1}\Psi_{i2} & \Psi_{i2}^2 & \dots & \Psi_{i2}\Psi_{in} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \Psi_{in}\Psi_{i1} & \Psi_{in}\Psi_{i2} & \dots & \Psi_{in}^2 \end{bmatrix} \quad (5)$$

indicando que pode-se avaliar o acoplamento dado por R_P através dos valores da diagonal de R_D e dos valores dos coeficientes das matrizes geradas pelos produtos $\Psi_i^T \Psi_i$. A avaliação destes termos e a decisão sobre aqueles que podem ou não ser desprezados no acoplamento irá determinar o desacoplamento entre as partições do sistema, e consequentemente poderá definir um modelo reduzido.

PROCEDIMENTO DE DESACOPLAMENTO E REDUÇÃO

Se $\Psi = I$, o desacoplamento local também é global. A escolha os modos de interesse é feita diretamente através de R_D e C_D^{-1} . Para redução de ordem basta escolher uma das partições, determinadas segundo um certo critério. Deste modo só se mantém as características de interesse do modelo original.

Dependendo do acoplamento através de R_p ser fraco ou forte, podem ser definidos alguns processos de desacoplamento. Neste caso a perda de informação devida ao desacoplamento está associada à potência dissipada pelos termos desprezados, que utilizando a Equação (4), é dada por

$$P = f_1^T R_{11} f_1 + 2 f_1^T R_{12} f_2 + f_2^T R_{22} f_2$$

e se

$$2f_1^T R_{12} f_2 \ll f_1^T R_{11} f_1 + f_2^T R_{22} f_2$$

$\forall f_1$ e f_2 , o acoplamento dado por R_{12} pode ser desprezado.

Se $\Psi \cong I$, o acoplamento é fraco e neste caso pode-se definir

$$R_p = \text{diagonal de } R_p$$

pois garantidamente o campo resistivo de acoplamento terá diagonal dominante. A escolha dos modos de interesse é feita através de $C_p^{-1} = \text{diag}(R_p)$.

Se $\Psi \neq I$, o acoplamento não é fraco, e dois procedimentos podem ser tentados: a eliminação de termos de R_p por observação ou a condensação estática do campo R_p . No primeiro caso, procurando não alterar os acoplamentos fortes, retira-se aqueles elementos de R_p com menor valor numérico, reordenando-se este campo. Com isto serão mantidos no modelo os graus de liberdade generalizados que estiverem acoplados pela nova matriz do campo resistivo.

A condensação estática do campo R_p é uma outra forma de desacoplamento. Neste caso deve-se escolher as variáveis generalizadas que serão mantidas no modelo, de acordo com o interesse da análise, e proceder segundo o apresentado em Speranza Neto (1995) para se definir o campo resistivo condensado, dado por

$$R_1 = R_{11}^{-1} R_{12} R_{22}^{-1} R_{21}$$

se forem mantidos, por exemplo, os graus de liberdade η_1 .

Nestes dois últimos procedimentos, através da Equação (5) pode-se investigar as propriedades do campo resistivo, o que irá auxiliar no processo de escolha dos graus de liberdade generalizados que serão mantidos e/ou eliminados, e consequentemente na definição do modelo reduzido desenvolvido.

O grafo reduzido será sempre obtido pela eliminação na representação da partição que não é de interesse. Se não há conexão causal entre as partições garante-se a qualidade da redução, uma vez que não há perda de informação, além da determinada pelo processo de escolha das variáveis. O Grafo Reduzido é mostrado na Figura 9, onde as variáveis η_1 foram adotadas para representar o sistema.

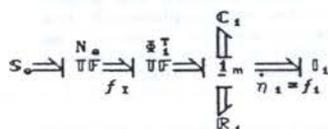


Figura 9. Grafo Reduzido

O modelo reduzido será definido pelas equações de estado, em variáveis generalizadas não amortecidas lagrangeanas, dado pelas expressões em (6), no qual os graus de liberdade físicos passam a ser variáveis de saída do modelo.

$$\begin{cases} \begin{bmatrix} \dot{\eta}_1 \\ \eta_1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & I \\ C_1^{-1} & R_1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \dot{\eta}_1 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \tilde{x}_1 N_a \end{bmatrix} S_0 \\ \dot{x}_1 = [\tilde{x}_1 \ 0] \begin{bmatrix} \eta_1 \\ \dot{\eta}_1 \end{bmatrix} \end{cases} \quad (6)$$

COMENTÁRIOS FINAIS

Todo processo de redução de ordem em modelos mecânicos consiste basicamente na partição do sistema, onde uma das parcelas é abandonada, segundo algum critério. A existência de acoplamento entre as partes "separadas" significa que há perda de informação quando uma delas é eliminada do modelo, além da admitida pelas hipóteses de redução.

Em Grafos de Ligação este acoplamento é caracterizado pelo fluxo de potência entre os campos e principalmente pela conexão causal entre as variáveis de potência associadas a estes campos. Conhecendo-se a estrutura do modelo pode-se identificar as conexões entre as variáveis e propor a redução de ordem, segundo algum critério, com justificativa física, através da potência dissipada no sistema.

Foi aqui apresentada uma abordagem que auxilia na definição das partições do sistema, e consequentemente indica qual destas utilizar para representar um determinado modelo reduzido. Devido ao fato de ter-se concentrado todo acoplamento entre as variáveis do sistema no campo resistivo, simplificou-se bastante a análise, e deste modo sabe-se como avaliar a qualidade desta partição e a influência da eliminação de certas variáveis sobre o modelo reduzido. A determinação da partição de interesse fica a cargo do analista.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Breedveld, P.C., "Decomposition of Multiport Elements in a Revised Multibond Graph Notation", J. Franklin Inst., Vol.318, No. 4, pp 253-273, 1984.
- Inman, D.J., "Vibration with Control, Measurements and Stability", Prentice-Hall, 1989.
- Speranza Neto, M., "Redução de Ordem de Modelos Mecânicos Lineares: Uma Abordagem via Grafos de Ligação", Tese de Doutorado, DEE-PUC/RJ, 1995.
- Speranza Neto, M. e Da Silva, G.T.C., "Modelos Reduzidos de Sistemas Mecânicos Lineares. Uma Análise através dos Grafos de Ligação", 10ª CBA, Rio de Janeiro, Vol. 2, pp 960-962, 1994.

ABSTRACT

In this work it is shown a procedure, based on Bond Graphs, for linear mechanical systems order reduction development, with physical justification. From an inertial normalized graph the undamped normal modes establishes a new graph where the system coupling is on the dissipative field. Analyzing the power flow and the causal paths in the resulting model it is possible to determine order reduction alternatives.

QFD:

O DESAFIO DE IR ALÉM DA PRIMEIRA MATRIZ

Luís Gonzaga Trabasso
Instituto Tecnológico de Aeronáutica
Div. de Engenharia Mecânica Aeronáutica
São José dos Campos - S.P.

Geilson Loureiro
Instituto de Pesquisas Espaciais
Laboratório de Integração e Testes
São José dos Campos - SP

RESUMO

Em geral, a implementação do QFD - Desdobramento da Função Qualidade tem sido feita manualmente, o que restringe o seu uso. Além disso, com exceção da primeira matriz do QFD, não se encontram modelos consistentes de implementação das outras matrizes do QFD. Devido a essas razões, as implementações do QFD são feitas apenas parcialmente, deixando-se de explorar todo o potencial dessa ferramenta. Esse trabalho apresenta um modelo sistêmico e algorítmico de implantação de todas as matrizes do QFD, propiciando um meio eficiente de se utilizar o QFD na sua totalidade.

INTRODUÇÃO

Dentre as ferramentas de implementação da Engenharia Simultânea, o QFD - Desdobramento da Função Qualidade - é a que provê uma abordagem mais ampla para a definição de qualidade, desde que é a única ferramenta que promove a integração de todas as etapas do ciclo de desenvolvimento do produto. (Akao, 1990). As demais: DFA, DFM, Tecnologia de Grupo e outras, integram, geralmente, projeto e manufatura, mantendo o aspecto do enfoque tradicional de projeto de focalizar o produto e não o mercado. Quando um produto é projetado com o auxílio do QFD, a qualidade desse produto e de todo processo produtivo é definida pelo nível de satisfação que o produto proporciona ao cliente.

A implementação do QFD tem como ponto de partida as Necessidades dos Clientes, ou a Voz do Mercado. Essas são desdobradas (relacionadas) sucessivamente, em Requisitos de Sistema, Características das Partes, Processos de Fabricação e Operações de Manufatura. Nesse trabalho, as várias etapas nas quais as necessidades dos clientes são desdobradas, e mesmo as Necessidades dos Clientes são denominadas genericamente de itens do QFD. A cada uma das etapas de desdobramento do QFD é associada uma matriz, como mostra a Figura 1. A matriz mais conhecida é a primeira matriz, também chamada Casa da Qualidade.

Esse procedimento é o resultado de uma relação contextual entre os itens das matrizes. Pode-se atribuir ao campo horizontal das matrizes o atributo "o que" e ao campo vertical o atributo "como". Para o caso da primeira matriz, por exemplo, o item Necessidade dos Clientes corresponde ao "o que" deve ser atendido e o item Requisitos do Sistema representa os meios ("como") de atender as Necessidades.

Para aumentar a eficiência da geração e manipulação das quatro matrizes do QFD, bem como adicionar a flexibilidade necessária para que o QFD possa acompanhar as mudanças do mercado, esse trabalho apresenta uma abordagem algorítmica para a implantação do QFD. A abordagem é algorítmica pelo fato de que todas as matrizes do QFD são sempre obtidas e tratadas da mesma forma, independentemente dos itens que elas relacionam, como será mostrado a seguir.

OBTENÇÃO DA 1ª MATRIZ DO QFD

Para a obtenção dessa matriz, a Matriz de Especificação do Produto mostrada na Figura 2, são necessários: (1) Levantamento das necessidades dos clientes junto ao mercado; (2) Disposição das necessidades dos clientes em um diagrama de árvore de objetivos; (3) Atribuição de importância às necessidades dos clientes; (4) Análise Competitiva feita pelos clientes; (5) Levantamento dos Requisitos do produto e (7) Relacionamento entre as necessidades dos clientes e requisitos do produto.

Para uma determinada necessidade do cliente NC_i , pode-se associar duas modalidades de pesos: peso absoluto PA_{NC_i} e peso relativo PR_{NC_i} , que refletem a importância daquela necessidade, calculados respectivamente por:

$$PA_{NC_i} = imp_i \times tm_i \times pfv_i \quad (1)$$

$$PR_{NC_i} = PA_{NC_i} \times 100 / \sum_k PA_{NC_k} \quad (2)$$

onde imp_i é uma indicação qualitativa traduzida para uma escala numérica (1 a 5, por exemplo) de o quanto a necessidade NC_i influencia a decisão de compra do consumidor; tm_i é a razão entre a qualidade desejada e o nível atual com que a empresa satisfaz a necessidade NC_i do cliente e pfv_i é uma indicação se a necessidade NC_i é um ponto forte de venda sendo atribuídos valores como 1.5 e 1.2 para pontos muito fortes e fortes, respectivamente, e 1.0 para qualquer outro nas comparações com os concorrentes através da análise competitiva feita pelo cliente e nas informações de mercado.

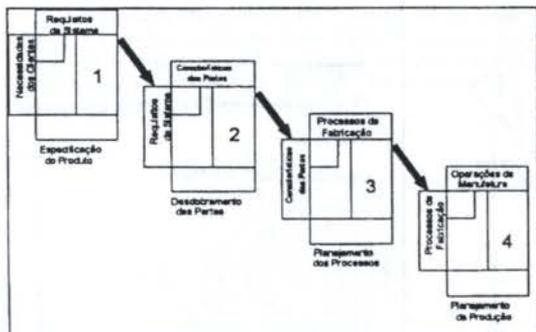


Figura 1: As matrizes do QFD

Pode-se observar na Figura 1, que os itens da vertical de uma matriz tornam-se os itens da horizontal da próxima matriz.

Pode-se dizer que a variável pfv_i traduz planejamento de "marketing" da organização. O cálculo do peso relativo PR_{NC_i} da necessidade NC_i mostrado na Equação (2) é apenas uma ponderação percentual entre todas as k necessidades identificadas dos clientes. O conjunto de Requisitos do Sistema que serão desdobrados na Matriz 2 é formado por aqueles de maior peso relativo PR_{RS_j} , cujos valores são calculados através das Equações (3), peso absoluto e (4), peso relativo:

$$PA_{RS_j} = \sum \prod_j (PR_{NC_i} \times R_{ij}) \quad (3)$$

$$PR_{RS_j} = PA_{RS_j} \times 100 / \sum_k (PA_{RS_k}) \quad (4)$$

O valor dos pesos relativos das necessidades, PR_{NC_i} é obtido pela Equação (2) e R_{ij} é o nível de relação ou dependência entre as Necessidades dos Clientes e os Requisitos de Sistema, respectivamente. As relações são, em geral, preenchidas com os símbolos apresentados na Figura 3, e que são posteriormente convertidos nos valores numéricos mostrados na mesma figura.

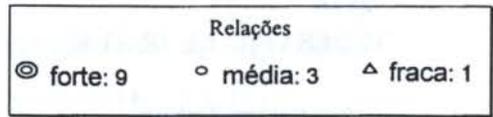


Figura 3: Simbologia de relacionamento entre itens

Os comentários feitos para o relacionamento entre as Equações. (1) e (2) se aplicam igualmente para as Equações (3) e (4).

É importante salientar o fato de que, a seleção dos requisitos de sistema de pesos relativos maiores, contribui para uma implementação factível do QFD, conservando-se o tamanho das matrizes do QFD dentro de valores razoáveis (20x20 - no máximo).

OBTENÇÃO DA 2ª MATRIZ DO QFD

A obtenção dessa matriz, a Matriz de Desdobramento das Partes, é o resultado de um processo de interação entre várias etapas, pois os requisitos do produto não se desdobram diretamente em características das partes. Esse processo pode ser observado na Figura 4.

Figura 2: Matriz de Especificação do Produto

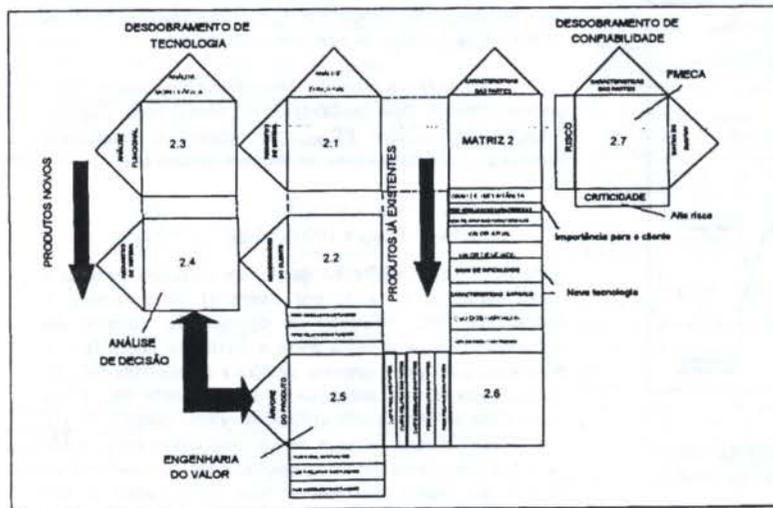
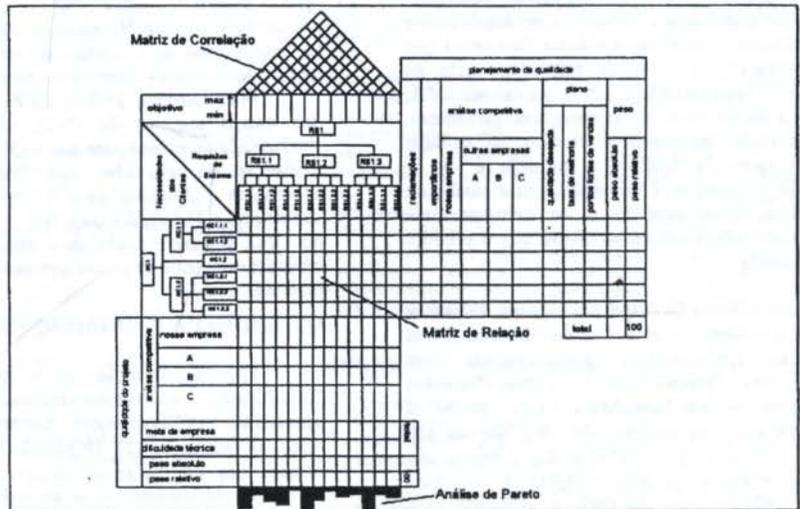


Figura 4: Processo de obtenção da Matriz de Desdobramento das Partes

Para o caso de um produto novo, as etapas de desdobramento são as seguintes: (1) Análise Funcional, (Cross, 1989) onde os requisitos do produto são desdobrados em sub-funções (Matriz 2.1); (2) Relacionamento das sub-funções com as necessidades dos clientes (Matriz 2.2).

No caso de um produto já existente, passa-se diretamente para a elaboração da Matriz 2.5, que é a implementação do método da Análise do Valor (Cross, 1989). No caso de um novo produto, deve-se utilizar antes, os métodos da Análise Morfológica (Dieter, 1991) -Matriz 2.3 e da Análise da Decisão (Matriz 2.4). Ao processo composto pela análise funcional, análise morfológica e análise de decisão dá-se o nome de Desdobramento da Tecnologia. Segue-se a aplicação da Engenharia do Valor (Matriz 2.5), onde são associadas às funções do produtos, as partes que as implementam. A distribuição do custo desejado do produto para as funções e para as partes e a comparação dos custos desejados com os custos reais de partes e funções é chamado Desdobramento de Custos. De posse dos requisitos de sistema e das características das partes, é possível relacioná-las na segunda matriz do QFD.

Ainda como parte da Matriz 2, está associado o desdobramento da confiabilidade, isto é a vida útil de cada uma das funções básicas do produto. O desdobramento da confiabilidade a nível de componente é realizada através da FMECA - Análise dos Modos e Efeitos de Falhas (Dieter, 1991), onde os modos de falhas e suas causas podem ser dispostos em uma matriz, a matriz 2.7

Existem três critérios para se definir o conjunto de características das partes que serão desdobradas na matriz 3:

- Análise do valor: as partes com maior diferença entre seu custo relativo e peso relativo
- FMECA: características com maiores riscos de falhas.
- Pesos relativos maiores, calculados segundo as Equações. (5) e (6).

$$PA_{CPj} = G_{CPj} \times \sum \prod_j (PR_{RSi} \times R_{ij}) \quad (5)$$

$$PR_{CPj} = PA_{CPj} \times 100 / \sum_k (PA_{CPk}) \quad (6)$$

No cálculo do peso absoluto da característica, PA_{CPj} , PR_{RSi} é o peso relativo do i-ésimo requisito calculado pela Equação (4), R_{ij} é o nível de relação ou dependência entre os requisitos de sistema e as características da partes e G_{CPj} indica a importância técnica (sob o ponto de vista de quem produz) da característica da parte necessária para a obtenção do requisito de sistema. É normalmente expressa numa escala de 1 a 5 (1 - pouco importante, 5 - enorme importância).

OBTENÇÃO DA 3ª MATRIZ DO QFD

A matriz de Planejamento dos Processos mostrada na Figura 5 e também conhecida como Carta de Garantia da Qualidade, identifica os itens de controle que tem que ser incorporados no processo de obtenção das características críticas das partes.

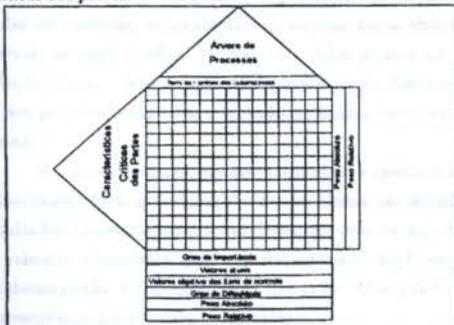


Figura 5: Matriz de Planejamento de Processos

Os critérios para selecionar os processos de fabricação que serão desdobrados na Matriz 4 são:

(a) Grau de Dificuldade: é uma indicação qualitativa, traduzida numa escala de notas (por exemplo, de 1 a 5, 1 - muito fácil, e 5 - muito difícil) da dificuldade que a organização terá para atingir o valor desejado do item de controle do processo de fabricação.

(b) Pesos Relativos: calculados de acordo com as Equações. (7) e (8)

$$PA_{PCj} = G_{PCj} \times \sum \prod_i (PR_{CPi} \times R_{ij}) \quad (7)$$

$$PR_{PCj} = PA_{PCj} \times 100 / \sum_k (PA_{PCk}) \quad (8)$$

onde PR_{CPi} é o peso relativo da i-ésima característica de parte (CP_i) calculado pela Equação. (6), R_{ij} é o nível de relação ou dependência entre as características da partes e os itens de controle que tem que ser incorporados no processo de fabricação das partes e G_{PCj} indica a importância técnica (sob o ponto de vista de quem produz) dos itens de controle do processo para a obtenção das características das partes. É normalmente expressa numa escala de 1 a 5.

OBTENÇÃO DA 4ª MATRIZ DO QFD

A quarta matriz do QFD é a matriz de Planejamento da Produção mostrada na Figura 6, é obtida desdobrando-se os itens de controle de processos selecionados na terceira matriz em seus respectivos itens de verificação.

Os pesos absolutos e relativos dos itens de verificação das operações de manufatura são obtidos através das seguintes equações:

$$PA_{OPj} = G_{OPj} \times \sum \prod_i (PR_{PCi} \times R_{ij}) \quad (9)$$

$$PR_{OPj} = PA_{OPj} \times 100 / \sum_k (PA_{OPk}) \quad (10)$$

onde PR_{PCi} é o peso relativo do i-ésimo item de controle de processo (PC_i) calculado pela Equação. (8), R_{ij} é o nível de relação ou dependência entre os itens de controle do processo e os itens de verificação do processo de fabricação das partes e G_{OPj} indica a importância técnica (sob o ponto de vista de quem produz) dos itens de verificação do processo (correspondentes à operação de manufatura) para a obtenção dos itens de controle do processo. É normalmente expresso numa escala de 1 a 5.

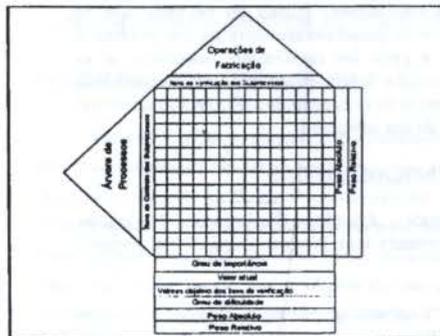


Figura 6: Matriz de Planejamento da Produção

RESULTADOS DO QFD:

A partir do cálculo dos pesos relativos dos itens de verificação dos processos de manufatura através das Equações (9) e (10), pode-se finalmente selecionar as operações de manufatura mais críticas, e relacioná-las com as necessidades iniciais dos clientes da Matriz 1.

Através dos pesos relativos dos vários itens: Necessidades dos Clientes, Equação.(2); Requisitos do Sistema, Equação.(4); Características das Partes, Equação.(6); Processos de Fabricação, Equação(8) e, finalmente, Operações de Manufatura, Equação. (10), as necessidades dos clientes acompanhados de suas expectativas de qualidade do produto dirigem todo o ciclo projeto-produção do produto.

IMPLEMENTAÇÃO COMPUTACIONAL DO QFD

Como foi dito anteriormente, a implementação do QFD tem sido feita manualmente, o que tem restringido o seu uso completo. A versão manual do QFD tem sido um grande obstáculo para a sua maior difusão.

Para aumentar a eficiência da geração e manipulação das quatro matrizes do QFD, bem como adicionar a flexibilidade necessária para que o QFD possa acompanhar as mudanças do mercado, foi desenvolvida uma abordagem computacional para a implantação do QFD, denominada CAQFD - QFD Auxiliado por Computador, (Loureiro, 1994). O CAQFD, através de um processo iterativo, orienta usuário no sentido de fornecer ordenadamente as informações necessárias.

A modelagem de cada matriz do QFD é feita através de uma árvore de objetivos, onde a relação contextual entre os vários níveis da árvore e a transitividade dessas relações são utilizadas para fornecer uma matriz binária (Warfield, 1976). A seguir, as células das matrizes são ponderadas através de uma interação com o usuário, obtendo-se os diversos níveis das relações R_{ij} entre os itens das matrizes. A partir da obtenção das relações entre os itens das matrizes, a obtenção computacional dos demais elementos das quatro matrizes, como por exemplo, os pesos relativos dos itens - Equações (1) a (10) é bastante simples.

CONCLUSÃO

O trabalho apresentou uma abordagem algorítmica e sistêmica para a implementação do QFD. Através dessa abordagem, onde todas as matrizes são igualmente modeladas através de árvores de objetivos, o processo de obtenção das relações entre as necessidades iniciais do mercado com as várias etapas do ciclo projeto-manufatura de um produto é bastante simples e pode ser rapidamente reavaliado se as condições de mercado forem mudadas. Essa versatilidade acrescida ao processo de utilização do QFD será fundamental na popularização de sua utilização.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKAO, Y. "Quality Function Deployment: Integrating Customer Requirements into Product Design", Productivity Press, 1990.

CROSS, N. "Engineering Design Methods". John Wiley&Sons, 1989.

DIETER, G.E., "Engineering Design - A Materials and Processing Approach". McGraw-Hill Inc., New York, 1991.

LOUREIRO, G. "QFD Auxiliado por Computador em Abordagens por Engenharia Simultânea". Tese de Mestrado, ITA, São José dos Campos, SP, 1994.

WARFIELD, J.N. "Societal Systems - Planning, Policy and Complexity, John Wiley & Sons, New York, 1976.

SUMMARY

The quality associated with a product as well as its whole production system will be strictly related with the customer satisfaction when the design process is assisted by QFD - Quality Function Deployment -tool. Generally, the QFD implementation is done manually, which imposes a number of restrictions to the users. Furthermore, all but the first QFD matrix have model associated with them. As a consequence, the QFD implementations so far reported are only partial, and the full potential of the QFD tool is yet to be explored. This paper presents a systemic and algorithmic model for the implementation of all four QFD matrices, yielding an efficient manner of using QFD in its full potential.

**SOBRE A CONVERGÊNCIA DE SOLUÇÕES NUMÉRICAS DE
PROBLEMAS LINEARES DE CONTROLE ÓTIMO COM
RESTRICÇÕES MISTAS E DESIGUALDADES NO CONTROLE**

RICARDO L. U. DE FREITAS PINTO e JOSÉ BARONE ROSA
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Minas Gerais
Campus Universitário - 31.270-901 Belo Horizonte - MG - Brasil

RESUMO

Demonstra-se a existência de um limite superior para o índice de desempenho de uma classe de problemas lineares de controle ótimo com restrições não-diferenciais mistas e desigualdades no controle. Este resultado vale também para uma versão parametrizada do problema obtida via Método dos Elementos Finitos com aproximações lineares para as variáveis de estado, um procedimento desenvolvido anteriormente pelos autores. Demonstra-se também a convergência das soluções numéricas sub-ótimas, na medida em que se aumenta o número de elementos.

INTRODUÇÃO

Em (Pinto e Rosa, 1984) apresenta-se uma metodologia para a solução numérica de problemas lineares de controle ótimo com restrições de igualdade mistas no estado e no controle, e restrições de desigualdade no controle, uma classe de problemas investigados anteriormente por estudiosos soviéticos (Birger, 1973, Dyukalov 1975a, 1975b, 1976, Ilyatovich, 1980).

Este tipo de problema tem sido intensivamente estudado no campo do planejamento econômico ótimo, onde o problema de otimização é formulado como um problema de controle ótimo (Dubovskii et al., 1972) obtido a partir de modelo dinâmico contínuo no tempo desenvolvido por Leontief, 1953.

Em (Rosa, 1994), descreve-se detalhadamente todo o processo de aproximação e manipulações até a obtenção de um problema de programação matemática na forma da programação linear. O procedimento baseia-se em uma aplicação do Método dos Elementos Finitos na qual, inicialmente, fraciona-se o domínio do problema original para, em seguida, sobre cada intervalo de tempo, adotar aproximações polinomiais para as variáveis de estado e de controle. Adotando-se aproximações lineares para o estado, demonstra-se a sub-otimalidade da solução numérica, ou seja, o fato de que as soluções numéricas obedecem rigorosamente todas as restrições do problema original.

Não obstante ser o problema de controle ótimo de estrutura linear, é difícil o seu tratamento analítico (Rosa, 1994, Cap. 6), sobretudo se considerarmos a possibilidade de descontinuidades no controle, normalmente presentes nesta classe de problemas, as quais podem ocorrer em vários pontos ao longo da solução ótima. Isto reforça a importância do desenvolvimento de um procedimento para a solução numérica deste tipo de problema.

No presente artigo, apresenta-se alguns resultados teóricos importantes para o tratamento do problema em estudo. Estes resultados aparecem aqui formulados através de dois teoremas. O primeiro demonstra que, sob determinada hipótese, o índice de desempenho é superiormente limitado. O segundo trata da convergência das soluções numéricas.

FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Considere o problema de controle ótimo de

$$\text{Maximizar } \ell = c^T z(T), \quad (1a)$$

sujeito a

$$\dot{z}(\tau) = u, \quad \tau \in [0, T]; \quad (1b)$$

$$M u(\tau) - z(\tau) \leq 0, \quad \tau \in [0, T]; \quad (1c)$$

$$u(\tau) \geq 0, \quad \tau \in [0, T]; \quad (1d)$$

sendo $x(0) = x^0 \geq 0$ e T dados, onde $x(\cdot) \hat{=} [x_1(\cdot); \dots; x_n(\cdot)]^T$ denota o vetor de estado, $u(\cdot) \hat{=} [u_1(\cdot); \dots; u_m(\cdot)]^T$ denota o vetor de controle, e M denota uma matriz $n \times m$ de coeficientes.

Trata-se de um problema linear de controle ótimo com restrições mistas (1c) e desigualdades no controle (1d).

Como hipóteses para o Problema (1), considera-se: i) As variáveis de estado $x_i(\cdot)$ ($i = 1, \dots, n$) são funções contínuas para $\tau \in [0, T]$; ii) As variáveis de controle $u_i(\cdot)$ ($i = 1, \dots, m$) são funções contínuas por partes para $\tau \in [0, T]$.

FRACIONAMENTO DO PROBLEMA

Visando a solução numérica do Problema (1) através de uma parametrização do estado e do controle, inicialmente, fraciona-se o intervalo $[0, T]$ em N sub-intervalos, definindo-se vetores de estado e de controle particulares para cada sub-intervalo. Estes vetores locais são tratados como variáveis independentes umas das outras, exceto por condições de continuidade a serem impostas sobre as junções dos sub-intervalos.

Com este objetivo, reescreve-se o Problema (1) na seguinte forma fracionada:

$$\text{Maximizar } \ell = c^T z^N(T), \quad (2a)$$

sujeito a

$$\dot{z}^e(\tau) = u^e(\tau), \quad \tau \in [t_{e-1}, t_e], \quad e = 1, \dots, N; \quad (2b)$$

$$M u^e(\tau) - z^e(\tau) \leq 0, \quad \tau \in [t_{e-1}, t_e], \quad e = 1, \dots, N; \quad (2c)$$

$$u^e(\tau) \geq 0, \quad \tau \in [t_{e-1}, t_e], \quad e = 1, \dots, N; \quad (2d)$$

$$x^{e+1}(t_e) = x^e(t_e), \quad e = 2, \dots, N; \quad (2e)$$

denotando N o número de subdivisões do intervalo $[0, T]$, onde

$$t_e \triangleq \frac{eT}{N}, \quad e = 0, 1, \dots, N;$$

$$z^e(\tau) = z(\tau), \quad \tau \in [t_{e-1}, t_e], \quad e = 1, \dots, N;$$

$$u^e(\tau) = u(\tau), \quad \tau \in [t_{e-1}, t_e], \quad e = 1, \dots, N;$$

$$u^e(t_e) = u^e(t_e), \quad e = 0, 1, \dots, N-1;$$

sendo $u^e(\cdot) \triangleq [u_1^e(\cdot); \dots; u_n^e(\cdot)]'$, e $x^e(\cdot) \triangleq [x_1^e(\cdot); \dots; x_n^e(\cdot)]'$.

Observe que as restrições (2e) aparecem no Problema (2) para garantir a continuidade do estado através dos instantes t_e ($e = 2, \dots, N$), denominados "junções dos elementos".

APROXIMAÇÃO DAS VARIÁVEIS DINÂMICAS

Para parametrizar o Problema (2), dentro do contexto do Método dos Elementos Finitos, os vetores de estado e de controle locais são aproximados através das expressões:

$$\hat{x}_i^e(\tau) = X_i^{e-1} + U_i^e(\tau - t_{e-1}), \quad \tau \in [t_{e-1}, t_e], \\ e = 1, \dots, N; \quad i = 1, \dots, n; \quad (3a)$$

$$\hat{u}_i^e(\tau) = U_i^e, \quad \tau \in [t_{e-1}, t_e], \quad i = 1, \dots, n; \quad (3b)$$

onde, os valores de X_i^e devem ser obtidos recursivamente por:

$$X_i^e = x_i^0, \quad X_i^e = U_i^e \frac{T}{N} + X_i^{e-1}, \quad e = 1, \dots, N; \quad i = 1, \dots, n. \quad (3c)$$

Note que, através de (3a) e (3b), é garantida a satisfação exata das restrições (2b) e (2c).

Considerando as expressões (3a) - (3c), após algumas manipulações (Pinto e Rosa, 1994 e Rosa, 1994), o Problema (2) pode ser reformulado como o seguinte problema de programação linear:

$$\text{Maximizar } L = \sum_{e=1}^N c^T U^e, \quad (4a)$$

sujeito a

$$\left(M + \frac{T}{N}I\right)U^e - \frac{T}{N} \sum_{i=1}^e U^i \leq X^0, \quad e = 1, \dots, N; \quad (4b)$$

$$U^e \geq 0, \quad e = 1, \dots, N; \quad (4c)$$

sendo X^0 e T dados, e onde I denota a matriz identidade ($n \times n$).

Os valores para X^e ($e = 1, \dots, N$) e da função custo ℓ podem ser obtidos, a posteriori, a partir da relação recursiva (3c) e da relação

$$\ell = \frac{T}{N}L + c^T X^0. \quad (4d)$$

É possível demonstrar que a solução ótima do Problema (4) é sub-ótima para o Problema (1), ou seja, satisfaz rigorosamente as restrições (1b) - (1d) (Pinto e Rosa, 1994 e Rosa, 1994).

O Problema (4) pode ser facilmente colocado na forma canônica da programação linear para ser resolvido, por exemplo, por alguma versão do algoritmo Simplex.

ALGUNS RESULTADOS TEÓRICOS AUXILIARES

Para viabilizar a demonstração dos teoremas adiante, é possível demonstrar (Rosa, 1994, Cap. 4) a validade das seguintes proposições:

Proposição I: Seja $\xi(\cdot)$ uma função contínua e suave por partes para $\tau \in [0, T]$, e que satisfaz a desigualdade diferencial

$$\dot{\xi}(\tau) \leq \xi(\tau), \quad \tau \in [0, T]; \quad (5a)$$

com $\xi(0) = -\epsilon$, $\epsilon > 0$. Então vale

$$\xi(\tau) \leq -\epsilon, \quad \tau \in [0, T]. \quad (5b)$$

Proposição II: Seja $x(\cdot)$ uma função contínua satisfazendo

$$\dot{x}(\tau) \leq z(\tau), \quad \tau \in [0, T]; \quad (6a)$$

$$x(0) = x_0; \quad (6b)$$

e seja $\zeta(\cdot)$ a solução contínua de

$$\dot{\zeta}(\tau) = \zeta(\tau), \quad \tau \in [0, T]; \quad (6c)$$

$$\zeta(0) = x_0. \quad (6d)$$

Então vale

$$x(\tau) \leq \zeta(\tau), \quad \tau \in [0, T]. \quad (6e)$$

Proposição III: Seja $x(\cdot)$ uma função contínua satisfazendo a

$$\dot{x}(\tau) \leq \alpha x(\tau), \quad \tau \in [0, T], \quad \alpha = \text{const.} > 0, \quad (7a)$$

$$x(0) = x_0. \quad (7b)$$

Seja ainda $\zeta(\cdot)$ a solução contínua de

$$\dot{\zeta}(\tau) = \alpha \zeta(\tau), \quad \tau \in [0, T]; \quad (8a)$$

$$\zeta(0) = x_0. \quad (8b)$$

Então vale

$$x(\tau) \leq \zeta(\tau), \quad \tau \in [0, T]. \quad (9)$$

Proposição IV: Se $\xi(\cdot)$ e $\zeta(\cdot)$ são duas funções integráveis sobre $[0, T]$, tais que, $\xi(0) = \zeta(0)$ e $\dot{\xi}(\tau) \leq \dot{\zeta}(\tau)$, para todo $\tau \in [0, T]$, então vale

$$\xi(\tau) \leq \zeta(\tau), \quad \tau \in [0, T]. \quad (10)$$

As proposições I e II são utilizadas para a demonstração das Proposições III e IV (Rosa, 1994, Cap. 4). Por sua vez, as proposições III e IV são utilizadas diretamente na demonstração dos Teoremas 1 e 2 a seguir.

UM CRITÉRIO PARA A EXISTÊNCIA DE UM LIMITE SUPERIOR PARA O ÍNDICE DE DESEMPENHO

Teorema 1: Seja $v(\cdot)$ qualquer lei de controle viável para o Problema (1). Se a matriz M em (1c) tiver pelo menos uma linha com todos os coeficientes positivos, ou seja, se pelo menos para um valor de i , valer $m_{ij} > 0$ ($j = 1, \dots, n$), então $\ell[v]$ será limitado superiormente.

Prova: Seja $v(\cdot)$ um controle viável e $x(\cdot)$ o respectivo estado. Relacionada a i -ésima linha da matriz M , temos como restrição no Problema (1), em termos de $v(\cdot)$ e $x(\cdot)$:

$$\sum_{j=1}^n m_{ij} v_j(\tau) \leq z_i(\tau), \quad \tau \in [0, T]; \quad (11a)$$

ou, considerando que $v(\cdot) = \dot{z}(\cdot)$,

$$\sum_{j=1}^n m_{ij} \dot{z}_j(\tau) \leq z_i(\tau), \quad \tau \in [0, T]; \quad (11b)$$

que tem que ser satisfeita por qualquer trajetória viável, além da desigualdade

$$\dot{z}_j(\tau) \geq 0, \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n. \quad (11c)$$

Seja $\zeta(\cdot)$ definida como a seguinte trajetória:

$$\zeta_j(\tau) \triangleq z_{0j} \frac{m_{ij}}{m_{ij}} [e^{\frac{\tau}{m_{ij}}} - 1] + z_{0j}, \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n. \quad (12a)$$

Note que, para $j = i$, a expressão (12a) assume a forma particular

$$\zeta_i(\tau) = z_{0i} e^{\frac{\tau}{m_{ii}}}, \quad \tau \in [0, T]; \quad (12b)$$

o que, por sua vez, permite escrever

$$\zeta_j(\tau) = \frac{m_{ij}}{m_{ij}} [\zeta_i(\tau) - z_{0i}] + z_{0j}, \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n. \quad (12c)$$

Observe também que, de acordo com (12a),

$$\zeta_j(0) = z_{0j}, \quad j = 1, \dots, n; \quad (12d)$$

ou seja, $\zeta(\cdot)$ satisfaz a condição inicial do Problema (1).

Além disso, derivando (12a) e considerando (12b), podemos obter:

$$\dot{\zeta}_j(\tau) = \frac{\zeta_i(\tau)}{m_{ij}}, \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n. \quad (13)$$

Por outro lado, da expressão (12b), obtemos:

$$m_{ij} \dot{z}_j(\tau) \leq z_i(\tau) - \sum_{k=1, k \neq j}^n m_{ik} \dot{z}_k(\tau), \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n; \quad (14)$$

o que, considerando que $m_{ik} > 0$ ($k = 1, \dots, n$) e $\dot{z}_k(\tau) \geq 0$ ($k = 1, \dots, n$), e que portanto,

$$\sum_{k=1, k \neq j}^n m_{ik} \dot{z}_k(\tau) \geq 0, \quad \tau \in [0, T];$$

permite escrever como verdadeiro:

$$m_{ij} \dot{z}_j(\tau) \leq z_i(\tau), \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n. \quad (15a)$$

Da expressão (15a), como $m_{ij} > 0$ ($j = 1, \dots, n$), podemos escrever:

$$\dot{z}_j(\tau) \leq \frac{z_i(\tau)}{m_{ij}}, \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n; \quad (15b)$$

para todo $z_j(\cdot)$ ($j = 1, \dots, n$) viável.

Por sua vez, as expressões (15b) e (13), para o caso particular de $j = i$, à luz da Proposição III, permite escrever

$$z_i(\tau) \leq \zeta_i(\tau), \quad \tau \in [0, T]. \quad (16)$$

Das expressões (15b) e (16), obtemos para $j \neq i$:

$$\dot{z}_j(\tau) \leq \frac{\zeta_i(\tau)}{m_{ij}}, \quad \tau \in [0, T]; \quad j = 1, \dots, n; \quad j \neq i; \quad (17)$$

para todo $z_j(\cdot)$ ($j = 1, \dots, n; j \neq i$) viável.

Ora, comparando (17) e (13), obtemos

$$\dot{z}_j(\tau) \leq \dot{\zeta}_j(\tau), \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n, \quad j \neq i. \quad (18)$$

Considerando (18), e que $\zeta_j(0) = z_j(0) = z_{0j}$ ($j = 1, \dots, n$), de acordo com a Proposição IV, devemos ter:

$$z_j(\tau) \leq \zeta_j(\tau), \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n, \quad j \neq i. \quad (19)$$

A união das expressões (16) e (19) leva a

$$z_j(\tau) \leq \zeta_j(\tau), \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n. \quad (20a)$$

Uma vez que (11c) também tem que ser obedecida por qualquer trajetória viável, devemos ter

$$z_j(\tau) \geq z_{0j}, \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n. \quad (20b)$$

A consideração simultânea de (20a) e (20b) leva a

$$z_{0j} \leq z_j(\tau) \leq \zeta_j(\tau), \quad \tau \in [0, T], \quad j = 1, \dots, n, \quad (21a)$$

e, em particular,

$$z_{0j} \leq z_j(T) \leq \zeta_j(T), \quad j = 1, \dots, n. \quad (21b)$$

A expressão (21b), por sua vez, leva a

$$c_j z_j(T) \leq Z_j, \quad j = 1, \dots, n; \quad (22a)$$

onde

$$Z_j \triangleq \max \{c_j z_{0j}, c_j \zeta_j(T)\}, \quad j = 1, \dots, n, \quad (22b)$$

sendo

$$c_j \zeta_j(T) = c_j \left[z_{0j} \frac{m_{ij}}{m_{ij}} [e^{\frac{T}{m_{ij}}} - 1] + z_{0j} \right]. \quad (22c)$$

Isto significa que, para todo $v(\cdot)$ viável, teremos

$$f[v] \leq \sum_{j=1}^n Z_j, \quad (23)$$

ou seja, $f[v]$ é limitado superiormente, completando a prova do Teorema.

UM TEOREMA DE CONVERGÊNCIA

O Teorema 1 viabiliza o seguinte teorema de convergência para as soluções sub-ótimas do Problema (1):

Teorema 2: Se, no Problema (1), a matriz M tiver pelo menos uma linha com todos os coeficientes positivos, ou seja, se pelo menos para um valor de i , valer $m_{ij} > 0$ ($j = 1, \dots, n$), então:

- I) Para qualquer $N > 0$, existe uma solução sub-ótima, dentro do contexto do Problema (4);
- II) Sendo N_j múltiplo de N_i , e sendo ℓ_{N_j} e ℓ_{N_i} os custos sub-ótimos obtidos com N_j e N_i elementos, respectivamente, vale $\ell_{N_j} \geq \ell_{N_i}$;
- III) A sequência ℓ_{N_i} , $N_i \triangleq 2^i$ ($i = 1, 2, \dots$) converge para algum valor ℓ_∞ , onde

$$\ell_\infty \triangleq \lim_{i \rightarrow \infty} \ell_{N_i}.$$

PROVA: A prova do Teorema decorre naturalmente. De fato, a afirmativa (I) do Teorema é uma consequência direta de: i) existir uma solução viável para o Problema (4) para qualquer valor de N ; ii) serem as soluções do Problema (4), à luz das expressões (3), sub-ótimas para o Problema (1); iii) valer o Teorema 1.

Já a afirmativa (II) decorre de: i) as soluções serem sub-ótimas; ii) a solução sub-ótima para N_i ser viável para N_j , quando N_j for múltiplo de N_i .

Finalmente, a afirmativa (III) é consequência de: i) serem verdadeiras as afirmativas (I) e (II); ii) valer o Teorema 1.

COMENTÁRIOS

- i) O fato das soluções do Problema (4), no contexto das expressões (3), serem sub-ótimas para o Problema (1), estende automaticamente o resultado do Teorema 1 para o Problema (4). Ou seja, o Teorema 1 vale tanto para o problema original como para o problema parametrizado.
- ii) Note que o Teorema 2, satisfeita a hipótese contida no seu enunciado, garante a convergência assintótica das soluções sub-ótimas para um valor limite, na medida em que N é aumentado. Entretanto, ele não prova que este valor limite coincide com o valor ótimo analítico, um fato que acredita-se não ser difícil de se demonstrar. Em contrapartida, a prova da convergência assintótica das soluções sub-ótimas não pressupõe a existência de uma solução analítica. Isto é interessante se considerarmos que existem alguns problemas de controle ótimo que, embora limitados, e embora admitam soluções viáveis, eles não possuem soluções analíticas, ou seja, têm um valor limite atingível apenas assintoticamente.
- iii) A possibilidade de se usar N (número de elementos) como um dado de entrada na montagem do Problema (4) viabiliza, na prática, a análise de convergência das soluções sub-ótimas para a solução ótima. Isto é feito comparando-se os valores da função objetivo para sucessivos valores de N .
- iv) Suponha uma sequência crescente de elementos na forma

$$N_i = 2^i, \quad i = 0, 1, 2, \dots$$

e seja

$$\Delta_{N_i} \hat{=} \ell_{N_i} - \ell_{N_{i-1}},$$

sendo ℓ_{N_i} o valor do custo sub-ótimo obtido com N_i elementos. Observe que, neste caso, teremos

$$\ell_{N_i} = \ell_2 + \sum_{j=2}^i \Delta_j$$

e, em decorrência do Teorema 2, teremos:

$$\Delta_j \geq 0, \quad j = 2, 3, \dots \quad \text{com} \quad \lim_{j \rightarrow \infty} \Delta_j = 0.$$

Em outras palavras, a partir de um valor particular de j , os acréscimos entre custos sub-ótimos consecutivos serão não negativos e tenderão a zero com o crescimento de j , configurando uma convergência monotônica e assintótica.

CONCLUSÃO

Demonstrou-se a existência de um limite superior para o índice de desempenho de um problema linear de controle ótimo com restrições não-diferenciais mistas no estado e no controle e desigualdades no controle. Este limite superior se aplica também a uma versão parametrizada do problema obtida via Método

dos Elementos Finitos. Demonstrou-se também a convergência das soluções numéricas, as quais têm a propriedade de sub-otimalidade, com o aumento progressivo de N .

REFERÊNCIAS

- Birger, E.S. e Charzy, V.I., "A Numerical Method for the Solution of a Linear Dynamics Optimisation Problem with a Free Right End", *Autom. Remote Control*, Vol. 34, pp. 1941-1944, 1973.
- Dubovskii, S.V., et al., "Construction of an Optimal Economic Plan", *Autom. Remote Control*, Vol. 33, pp. 1336-1349, 1972.
- Dyakalov, A.N., "An Optimality Test in Linear Dynamic Problems of Economic Planning I", *Autom. Remote Control*, Vol. 36, pp. 1460-1470, 1975a.
- Dyakalov, A.N., "Optimality Feature in Linear Dynamic Problems of Economic Planning II", *Automat. Remote Control*, Vol. 36, pp. 1867-1877, 1975b.
- Dyakalov, A.N., "An Optimality Criterion in Linear Dynamic Optimal Control Problems with Mixed Constraints", *Computational Math. and Math. Phys.*, Vol. 16, pp. 31-47, 1976.
- Plytovich, A.E., "Piece-Wise Continuous Solutions of Linear Dynamic Problems in Economic Planning I", *Autom. Remote Control*, Vol. 41, pp. 501-508, 1980.
- Leontief, W., et al., "Studies in the Structure of the American Economy", Oxford University Press, New York, 1953.
- Pinto, R.L.U. de F., Rosa, J.B., "Solução Numérica de Problemas Lineares de Controle Ótimo com Restrições Mistas e Desigualdades no Controle via Método dos Elementos Finitos", *Anais do III Congresso de Eng. Mecânica Nor- te Nordeste*, Vol. 1, pp. 8-12, Belém, Brasil, 1994.
- Rosa, J.B., "Solução Numérica de Problemas Lineares de Controle Ótimo com Restrições Mistas e Desigualdades no Controle via Método dos Elementos Finitos", Dissertação de Mestrado, Univ. Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, Brasil, 1994.

ABSTRACT

The existence of an upper limit for a performance index of a linear optimal control problem with mixed non-differential constraints and control inequalities is demonstrated. The result holds for a parameterised version of the problem obtained by the Finite Element Method with linear approximations for state variables, an approach previously developed by the authors. Secondly, the convergence of the suboptimal numerical solutions with the increase of the elements number is demonstrated.

TRIBOLOGIA

CONTROLE DE ROTORES FLEXÍVEIS VIA MANCAIS SEGMENTADOS ATIVOS

Ilmar Ferreira Santos - DPM/FEM/UNICAMP - Brasil

Alexandre Scalabrín - DPM/FEM/UNICAMP (Bolsista IC - FAPESP) - Brasil

RESUMO

Este trabalho fornece uma contribuição a problemas relacionados com o modelamento de rotores flexíveis em combinação com o projeto de sistemas de controle para mancais hidrodinâmicos (segmentados) ativos. Após a modelagem das partes rotativas da máquina (eixos e discos), das partes não rotativas (mancais e atuadores), constrói-se o modelo global da mesma, e projeta-se o sistema de controle do mancal. As vantagens e os possíveis problemas decorrentes do funcionamento ativo destes mancais são abordados e discutidos.

INTRODUÇÃO

O comportamento dinâmico de rotores flexíveis é um tema bem explorado e conhecido na literatura Gasch (1973), Nelson (1976).

Um vasto número de publicações com abordagens teóricas Lund (1964), Rouch (1983) e experimentais Malcher (1975), Someya (1989) sobre o comportamento de mancais segmentados operando na sua forma passiva, também é encontrado entre os tribologistas.

O comportamento dinâmico de rotores flexíveis acoplados a mancais segmentados operando na sua forma passiva vem sendo estudado por alguns autores desde 1979, tanto teoricamente Springer (1979) como experimentalmente Flack (1988).

Na tentativa de se melhorar as características operacionais destes mancais, sistemas de controle estão sendo adaptados aos mesmos em estudos teórico-experimentais desde 1993, Santos (1993,1994a), onde o aumento da reserva de estabilidade e a redução de vibrações em rotores rígidos são os objetivos já atingidos.

Resultados teóricos e experimentais Someya (1989), Santos (1994b) mostram que os coeficientes de rigidez e amortecimento do filme de óleo influenciam de forma considerável o comportamento dinâmico das máquinas rotativas. Através dos elementos ativos adaptados a estes mancais, procura-se atingir uma melhoria do grau de estabilidade e da performance também de rotores flexíveis. Assim, o objetivo fundamental deste trabalho é observar, em primeira instância, a viabilidade de aplicação destes novos mancais ativos, para o controle de vibrações de eixos flexíveis.

O trabalho em questão resume a modelagem matemática de rotores flexíveis via Método dos Elementos Finitos e o acoplamento destes aos segmentos ativos através das forças do filme de óleo. Os mancais ativos aqui investigados, são compostos por 4 sapatas montadas sobre câmaras hidráulicas flexíveis, as quais são conectadas a duas servoválvulas. As servoválvulas influenciam diretamente a pressão nas câmaras hidráulicas e, conseqüentemente, as forças de controle que atuam sobre as sapatas do mancal. Atuando-se sobre os movimentos de translação das sapatas móveis controlam-se os movimentos laterais de flexão das partes girantes da máquina.

MODELO MATEMÁTICO

A construção do modelo global de uma máquina rotativa interagindo com os mancais ativos é dividida aqui em 3 partes: (a) modelagem das partes rotativas, mais especificamente dos eixos flexíveis e discos, via MEF, (b) modelagem dos mancais hidrodinâmicos através da solução da equação de Reynolds e (c)

modelagem dos atuadores hidráulicos com auxílio da Hidráulica. Em seguida acoplam-se as equações destes três subsistemas para se chegar no modelo global da máquina e viabilizar o projeto otimizado do sistema de controle do mancal.

Partes Rotativas - Eixos Flexíveis e Discos

Considerando a energia cinética de translação e rotação e a energia de deformação por flexão, para o caso de um elemento de eixo com seção uniforme e constante, $\mu(s) = \mu$ (massa distribuída), $I_d(s) = I_d$ (momento de inércia de massa), $I_p(s) = I_p$ (momento de inércia de massa polar), $I(s) = I$ (momento de inércia de área) e E (módulo de elasticidade de material), chega-se a:

matriz de massa do elemento M_e ,

$$M_e = \int_0^l \mu \cdot \Psi^T(s) \cdot \Psi(s) ds + \int_0^l I_d \cdot \Theta^T(s) \cdot \Theta(s) ds \quad (1)$$

matriz giroscópica do elemento $G_e = (N_e - N_e^T)$,

$$N_e = \int_0^l I_p \cdot \Theta_F^T(s) \cdot \Theta_\beta(s) ds \quad (2)$$

matriz de rigidez do elemento K_e ,

$$K_e = \int_0^l EI \cdot \Psi''^T(s) \cdot \Psi''(s) ds \quad (3)$$

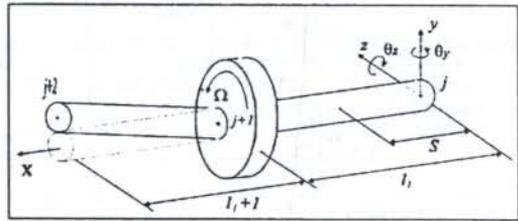


Figura 1: Partes rotativas da máquina - Eixos e Discos

A matriz $\Psi(s)$

$$\begin{bmatrix} \psi_1(s) & 0 & 0 & \psi_2(s) & \psi_3(s) & 0 & 0 & \psi_4(s) \\ 0 & \psi_1(s) & -\psi_2(s) & 0 & 0 & \psi_3(s) & -\psi_4(s) & 0 \end{bmatrix} \quad (4)$$

e a matriz $\Theta(s) = \begin{bmatrix} \Theta_\beta(s) \\ \Theta_\Gamma(s) \end{bmatrix}$

$$\begin{bmatrix} 0 & -\theta_1(s) & \theta_2(s) & 0 & 0 & -\theta_3(s) & \theta_4(s) & 0 \\ \theta_1(s) & 0 & 0 & \theta_2(s) & \theta_3(s) & 0 & 0 & \theta_4(s) \end{bmatrix} \quad (5)$$

são formadas pelas funções de forma

$$\left. \begin{aligned} \psi_1(s) &= 1 - \frac{3}{l^2}s^2 + \frac{2}{l^3}s^3 & \theta_1(s) &= -\frac{6}{l^2}s + \frac{6}{l^3}s^2 \\ \psi_2(s) &= s - \frac{7}{2} \frac{s^2}{l} + \frac{1}{2} \frac{s^3}{l^2} & \theta_2(s) &= 1 - \frac{4}{l}s + \frac{3}{2} \frac{s^2}{l^2} \\ \psi_3(s) &= 3 \frac{s^2}{l^2} - 2 \frac{s^3}{l^3} & \theta_3(s) &= \frac{6}{l^2}s - \frac{6}{l^3}s^2 \\ \psi_4(s) &= -\frac{7}{2} \frac{s^2}{l} + \frac{s^3}{l^2} & \theta_4(s) &= -\frac{7}{2} \frac{s}{l} - \frac{3}{2} \frac{s^2}{l^2} \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

Resolvendo-se as integrais de 1 a 3 ao longo do comprimento l do elemento de eixo chega-se às matrizes de massa, efeito giroscópico e rigidez dadas pelas eq.(1), (2) e (3). A equação responsável por descrever o comportamento dinâmico do elemento de eixo, o qual acopla os movimentos dos nós j e $j+1$, toma a seguinte forma, considerando-se uma velocidade angular do rotor Ω constante:

$$M_e \cdot \ddot{q}_e - \Omega \cdot G_e \cdot \dot{q}_e + K_e \cdot q_e = F_e \quad (7)$$

onde $q_e = \{ y_j, z_j, \theta_{y_j}, \theta_{z_j}, y_{j+1}, z_{j+1}, \theta_{y_{j+1}}, \theta_{z_{j+1}} \}^T$.

Para o disco rotativo posicionado no j -ésimo nó do eixo rotativo tem-se:

$$M_d \cdot \ddot{q}_d - \Omega \cdot G_d \cdot \dot{q}_d = F_d \quad \text{com} \quad q_d = \{ y_j, z_j, \theta_{y_j}, \theta_{z_j} \}^T \quad (8)$$

$$M_d = \begin{bmatrix} m_d & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_d & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{zz} \end{bmatrix}, \quad G_d = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -I_{zz} \\ 0 & 0 & I_{zz} & 0 \end{bmatrix} \quad (9)$$

Partes Não Rotativas - Mancais Segmentados

O primeiro passo para o cálculo das propriedades dos mancais hidrodinâmicos é a solução da equação de Reynolds Lund (1964), Springer (1979). Assume-se, para a resolução da equação de Reynolds, que o escoamento do fluido lubrificante é incompressível, e que as influências das variações de temperatura e viscosidade do óleo são negligenciáveis. De uma maneira geral para se solucionar a equação de Reynolds necessita-se antes de mais nada de uma função que descreva o comportamento da espessura do filme de óleo. No caso de mancais segmentados esta função fica dependente dos movimentos de translação do rotor e dos movimentos de rotação e translação dos segmentos.

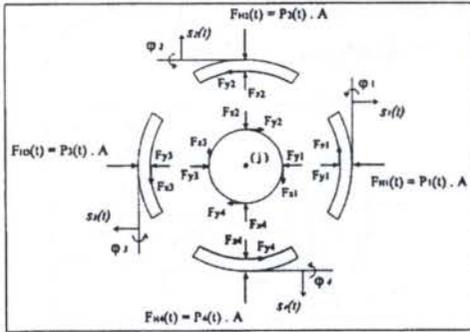


Figura 2: Partes Não Rotativas - Mancais Segmentados

Resolvendo-se a equação de Reynolds obtém-se a distribuição de pressão do filme de óleo, que integrada resulta nas forças hidrodinâmicas, as quais atuam entre cada segmento e o rotor. Estas forças são funções não lineares que dependem dos movimentos relativos do rotor e do segmento. Estas podem ser linearizadas, com o intuito de se obter os coeficientes de rigidez e o amortecimento do filme de óleo entre cada sapata e o rotor.

Quando o rotor e as sapatas operam em torno de uma posição de equilíbrio definida pelo carregamento estático e as condições de operação da máquina, pode-se determinar as matrizes de rigidez K_p e amortecimento D_p para o p -ésimo conjunto

rotor-sapata ($p = 1, 2, 3, 4$), através das equações:

$$\begin{Bmatrix} F_{V_p} \\ F_{Z_p} \\ P_p \\ M_p \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{\xi\xi} & -\frac{k_{\xi\omega}}{r_s} & -k_{\xi\xi} & -k_{\xi\omega} \\ -\frac{k_{\omega\xi}}{r_s} & (\frac{k_{\omega\omega}}{r_s^2} - \frac{K_s^*}{r_s}) & \frac{k_{\omega\xi}}{r_s} & \frac{k_{\omega\omega}}{r_s^2} \\ -k_{\xi\xi} & \frac{k_{\xi\omega}}{r_s} & (k_{\xi\xi} + k_{\xi}) & k_{\xi\omega} \\ -k_{\omega\xi} & \frac{k_{\omega\omega}}{r_s} & k_{\omega\xi} & k_{\omega\omega} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta y_j \\ \Delta z_j \\ \Delta \theta_p \\ \Delta \dot{\varphi}_p \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} d_{\xi\xi} & -\frac{d_{\xi\omega}}{r_s} & -d_{\xi\xi} & -d_{\xi\omega} \\ -\frac{d_{\omega\xi}}{r_s} & \frac{d_{\omega\omega}}{r_s^2} & \frac{d_{\omega\xi}}{r_s} & \frac{d_{\omega\omega}}{r_s^2} \\ -d_{\xi\xi} & \frac{d_{\xi\omega}}{r_s} & d_{\xi\xi} & d_{\xi\omega} \\ -d_{\omega\xi} & \frac{d_{\omega\omega}}{r_s} & d_{\omega\xi} & d_{\omega\omega} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{y}_j \\ \Delta \dot{z}_j \\ \Delta \dot{\theta}_p \\ \Delta \dot{\varphi}_p \end{Bmatrix} \quad (10)$$

onde j é o j -ésimo nó do sistema flexível, onde o mancal ativo foi conectado com as suas $p = 1, 2, 3, 4$ sapatas.

Escrevendo-se de forma compacta

$$F_p = K_p q_p + D_p \dot{q}_p \quad \text{onde} \quad q_p = \{ y_j, z_j, \theta_p, \varphi_p \}^T \quad (11)$$

A constante r_s é a soma do raio de curvatura da sapata mais a sua espessura. A grandeza K_s^*/r_s representa o efeito da força hidrodinâmica "cega" entre o rotor e o segmento no ponto de equilíbrio onde os coeficientes são calculados. A rigidez da membrana elástica k_M do atuador hidráulico, o qual suporta o segmento do mancal, é calculada através da Teoria de Placas, e a rigidez do óleo devido a sua compressibilidade através da hidráulica. Desta forma chega-se à seguinte expressão para a rigidez equivalente para o apoio dos segmentos k_{ξ} :

$$k_{\xi} = k_M + \frac{\beta_k A^2}{V_{lo}} \quad (12)$$

onde A é a área transversal da membrana e V_{lo} o volume de óleo contido nas câmaras hidráulicas e nas tubulações. Assim, para os quatro segmentos ativos ($p = 1, 2, 3, 4$), chega-se às equações de equilíbrio dinâmico das sapatas ativas (ver fig. 2):

$$M_p \ddot{q}_p + D_p \dot{q}_p + K_p q_p = F_{H_p} \quad (13)$$

A matriz de massa M_p e as forças hidráulicas de controle atuantes sobre as sapatas F_{H_p} são dadas por:

$$M_p = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_p & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_p \end{bmatrix} \quad \text{e} \quad F_{H_p} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ P_p(t) \cdot A \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (14)$$

sendo $P_p(t) \cdot A$, as forças hidráulicas de controle resultantes das pressões nas câmaras ($p = 1, 2, 3, 4$).

Elementos Ativos - Atuadores Hidráulicos

A vazão através de uma servoválvula depende fundamentalmente dos movimentos realizados pelo seu pistão. Para se descrever o comportamento dinâmico das duas servoválvulas, as quais controlam os movimentos do rotor na duas direções ortogonais Y e Z , tem-se as seguintes equações para a vazão de óleo $Q_V(t)$, quando estas operam sem carregamento:

$$\left. \begin{aligned} \dot{Q}_{V_y}(t) + 2\xi_V \omega_V \dot{Q}_{V_y}(t) + \omega_V^2 Q_{V_y}(t) &= \omega_V^2 K_V U_{V_y}(t) \\ \dot{Q}_{V_z}(t) + 2\xi_V \omega_V \dot{Q}_{V_z}(t) + \omega_V^2 Q_{V_z}(t) &= \omega_V^2 K_V U_{V_z}(t) \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

onde ξ_V é o fator de amortecimento da servoválvula, ω_V a sua frequência natural e K_V a constante da servoválvula. Estes dados são fornecidos pelos fabricantes das mesmas. $U_{V_y}(t)$ e

$U_{Vz}(t)$ são os sinais elétricos de entrada, os quais serão construídos como uma combinação dos sinais de medição provenientes dos sensores de pressão e deslocamento instalados na máquina.

Fazendo-se uso da Teoria da Continuidade, considerando-se o óleo como um fluido compressível com módulo de compressibilidade β_K , e, finalmente, linearizando-se as relações entre pressão e vazão na servoválvula através do coeficiente K_{PQ} Santos(1993), chega-se as seguintes equações diferenciais, as quais descrevem o comportamento das pressões nas câmaras em função do tempo:

$$\left. \begin{aligned} \dot{P}_1(t) &= \frac{\beta_K}{V_{1c}} [Q_{Vr}(t) - K_{PQ} \cdot (P_1(t) - P_3(t)) + A \cdot \dot{s}_1(t)] \\ \dot{P}_3(t) &= \frac{\beta_K}{V_{3c}} [-Q_{Vr}(t) - K_{PQ} \cdot (P_3(t) - P_1(t)) + A \cdot \dot{s}_3(t)] \\ \dot{P}_2(t) &= \frac{\beta_K}{V_{2c}} [Q_{Vs}(t) - K_{PQ} \cdot (P_2(t) - P_4(t)) + A \cdot \dot{s}_2(t)] \\ \dot{P}_4(t) &= \frac{\beta_K}{V_{4c}} [-Q_{Vs}(t) - K_{PQ} \cdot (P_4(t) - P_2(t)) + A \cdot \dot{s}_4(t)] \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

Assim, o comportamento dinâmico dos atuadores hidráulicos fica completamente descrito pelas equações (15) e (16).

Construção do Modelo Global da Máquina

A fig. (3) ilustra o modelo mecânico para um rotor flexível suportado por um mancal segmentado ativo em uma de suas extremidades (nó 3, $j = 3$) e por um outro mancal hidrodinâmico convencional na sua extremidade oposta (nó 1 $j = 1$). Os valores dos parâmetros do modelo são apresentados na tab. (1).

Mancal 1: hidrodinâmico passivo					
k_{yV} [N/m]	k_{yZ} [N/m]	k_{zY} [N/m]	k_{zZ} [N/m]		
$3,25 \cdot 10^9$	$-7,84 \cdot 10^3$	$7,84 \cdot 10^3$	$3,25 \cdot 10^9$		
d_{yV} [N/(m/s)]	d_{yZ} [N/(m/s)]	d_{zY} [N/(m/s)]	d_{zZ} [N/(m/s)]		
$6,59 \cdot 10^4$	$1,59 \cdot 10^4$	$-1,59 \cdot 10^4$	$6,59 \cdot 10^4$		
Mancal 2: hidrodinâmico ativo (segmentado)					
	$k_{\xi\xi}$ [N/m]	$k_{\xi\varphi}$ [N/rad]	$k_{\varphi\xi}$ [N]	$k_{\varphi\varphi}$ [N.m/rad]	K_2^* [N]
n=1	$1,24 \cdot 10^7$	$-4,15 \cdot 10^3$	$-6,03 \cdot 10^3$	$4,84 \cdot 10^3$	$1,46 \cdot 10^3$
n=2	$6,10 \cdot 10^6$	$-2,34 \cdot 10^3$	$-2,09 \cdot 10^3$	$2,48 \cdot 10^3$	$8,71 \cdot 10^2$
n=3	$1,24 \cdot 10^7$	$-4,32 \cdot 10^3$	$-6,03 \cdot 10^3$	$5,00 \cdot 10^3$	$1,46 \cdot 10^3$
n=4	$2,32 \cdot 10^7$	$-7,32 \cdot 10^3$	$-2,34 \cdot 10^4$	$8,07 \cdot 10^3$	$2,25 \cdot 10^3$
	$d_{\xi\xi}$ [N/(m/s)]	$d_{\xi\varphi}$ [N/(rad/s)]	$d_{\varphi\xi}$ [N.s]	$d_{\varphi\varphi}$ [N.m/(rad/s)]	
n=1	$2,44 \cdot 10^4$	$-5,37 \cdot 10^1$	$-1,31 \cdot 10^2$	1,48	
n=2	$4,88 \cdot 10^3$	$-3,05 \cdot 10^1$	$-2,47 \cdot 10^1$	0,75	
n=3	$1,47 \cdot 10^4$	$-5,86 \cdot 10^1$	$-1,20 \cdot 10^2$	1,43	
n=4	$1,47 \cdot 10^4$	$-9,76 \cdot 10^1$	$-5,24 \cdot 10^1$	2,20	
sistema rotativo + atuador hidráulico					
$r_r = 0,06777$ m	$k_V = 5,078 \cdot 10^7$ N/m				
$I_{1,2,3,4} = 4,47 \cdot 10^{-5}$ Kg.m ²	$m_p = 0,821$ Kg				
$I_{xx} = 2,48$ Kg.m ²	$I_{yy} = 1,24$ Kg.m ²				
$I_{zz} = 1,24$ Kg.m ²	$I_d = 2,87 \cdot 10^{-2}$ Kg.m ²				
$J_p = 5,74 \cdot 10^{-2}$ Kg.m ²	$\mu = 61,26$ Kg/m				
$EI = 2,94 \cdot 10^8$ N.m ²	$l_1 = l_2 = l = 0,75$ m				
$m_d = 220,54$ Kg	$A = 1,73 \cdot 10^{-3}$ m ²				
$V_{1o} = 5,85 \cdot 10^{-5}$ m ³	$\beta_K = 1,0 \cdot 10^9$ Pa				
$K_{PQ} = 1,8 \cdot 10^{-12}$ m ⁻⁵ /N.s	$\omega_V = 1950$ rad/s				
$\xi_V = 0,55$	$K_V = 1,69 \cdot 10^{-5}$ (m ³ /s)/V				

Tabela 1: Valores dos parâmetros do sistema rotor-mancal-atuador.

As equações anteriormente descritas podem ser rearranjadas e reescritas da seguinte forma:

$$\left. \begin{aligned} \dot{q}(t) &= Aq(t) + Bu(t), \quad A \in \mathcal{R}^{n,n}, \quad B \in \mathcal{R}^{n,r} \\ y(t) &= Cq(t), \quad C \in \mathcal{R}^{m,n} \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

onde A é a matriz de estado do sistema global, incluindo todos os subsistemas estudados: rotor, segmentos ativos, câmaras hidráulicas e servoválvulas; B é a matriz de controle, dependente do tipo dos elementos ativos utilizados para controle; C é a matriz de medições, dependente do tipo dos sensores (de desloca-

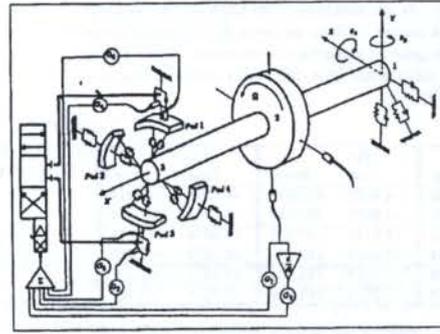


Figura 3: Sistema global rotor-mancal-atuador ilustrando o sistema de controle somente na direção vertical (Y).

mento, de velocidade, de aceleração, de pressão etc.) escolhidos; $q(t)$ é o vetor de estado; $y(t)$ é o vetor de saída; n ordem da matriz de estado; r número de elementos ativos (no caso número de servoválvulas) e m número de sensores de medição ou sinais realimentados.

Para o sistema global rotor flexível-mancal segmentado-atuador hidráulico mostrado na fig.3 com sistema de controle também na direção Z, tem-se $n = 48$, $r = 2$ e m dependendo da estrutura da malha de realimentação, ou de sinais realimentados.

O vetor de estado $q(t)$ é dado por:

$$\begin{aligned} x(t) &= \{y_1, z_1, \theta_{y1}, \theta_{z1}, y_2, z_2, \theta_{y2}, \theta_{z2}, y_3, z_3, \theta_{y3}, \theta_{z3}, s_1, \varphi_1, \\ & s_2, \varphi_2, s_3, \varphi_3, s_4, \varphi_4, \dot{y}_1, z_1, \dot{\theta}_{y1}, \dot{\theta}_{z1}, \dot{y}_2, z_2, \dot{\theta}_{y2}, \\ & \dot{\theta}_{z2}, \dot{y}_3, z_3, \dot{\theta}_{y3}, \dot{\theta}_{z3}, \dot{s}_1, \dot{\varphi}_1, \dot{s}_2, \dot{\varphi}_2, \dot{s}_3, \dot{\varphi}_3, \\ & \dot{s}_4, \dot{\varphi}_4, Q_{Vr}, Q_{Vs}, \dot{Q}_{Vr}, \dot{Q}_{Vs}, P_1, P_2, P_3, P_4\}^T \end{aligned} \quad (18)$$

A matriz de controle B é uma matriz retangular 48×2 , onde os únicos termos diferentes de zero são os termos $b_{43,1}$ e $b_{44,2}$ iguais a $\omega_V^2 K_V$.

Projeto do Sistema de Controle do Mancal

O primeiro passo para o projeto de um sistema de controle é a definição do tipo de estrutura para a malha de realimentação. Aqui trabalha-se com um controle de saída, ou seja,

$$u(t) = -G \cdot y(t), \quad G \in \mathcal{R}^{r,m} \quad (19)$$

A matriz G define o ganho da malha de realimentação e é construída em função dos elementos G_i ($i = 1, \dots, 6$) mostrados na fig.3. O segundo passo é o cálculo dos $r \times m$ coeficientes da matriz de ganho G . O cálculo destes coeficientes é feito baseado na redução dos picos de ressonância numa faixa de frequências pré-estabelecida, ou seja,

$$MRA = \text{MAX}_{\omega_a < \omega < \omega_b} |a_i(\Omega)| \rightarrow \text{Min} \quad i = 1, 2, \dots \quad (20)$$

onde a_i é a amplitude de vibração do nó 2 na rotação $\Omega = 1570$ rad/s. A letra i indica o número de picos a serem minimizados. Na faixa de frequências entre $\omega_a = 0$ e $\omega_b = 1600$ rad/s, os picos menos amortecidos ocorrem nas frequências de $\omega_1 = 92$ rad/s, $\omega_2 = 107$ rad/s e $\omega_3 = 123$ rad/s. Portanto, neste caso $i = 3$.

O sistema em malha fechada passa a ser descrito, então, pela seguinte equação:

$$\dot{q}(t) = [A - BGC]q(t) = \tilde{A}q(t) \quad (21)$$

RESULTADOS TEÓRICOS

Quando o sistema opera em velocidades muito altas, no caso

1570 rad/s, o nível de amortecimento do filme de óleo se reduz muito, e o sistema passar a vibrar nos seus modos menos amortecidos, quando sujeito a perturbações externas. Estes modos se encontram na faixa entre 90 e 150 rad/s, como é mostrado na tab.(2), caso (a).

(a)		(b)		(c)	
Real	Imag.	Real	Imag.	Real	Imag.
-5.0003	-92.0465	-4.9070	-89.0942	-4.7094	-89.0974
-5.0003	92.0465	-4.9070	89.0942	-4.7094	89.0974
-2.8115	-107.344	-12.5549	-143.570	-16.0879	-142.569
-2.8115	107.344	-12.5549	143.570	-16.0879	142.569
-0.9555	-123.829	-7.0173	-163.709	-10.3071	-163.107
-0.9555	123.829	-7.0173	163.709	-10.3071	163.107

Tabela 2: (a) Autovalores do sistema global operando passivamente. (b) Autovalores com a realimentação do deslocamento e da velocidade do nó 2, $G_2 = 0,105 V/(mm/s)$ e $G_1 = 1,8 V/mm$ (c) Autovalores com a realimentação do deslocamento e da velocidade do nó 2 e das pressões hidráulicas, $G_3 = -G_4 = -0,02 V/(bar)$

A realimentação do vetor de saída será realizada com as coordenadas de velocidade e deslocamento do nó 2, y_2 e \dot{y}_2 , z_2 e \dot{z}_2 , e com os sinais de pressão provenientes dos sensores instalados nas câmaras hidráulicas, P_1, P_2, P_3 e P_4 . O ganho G_1 é responsável pela realimentação dos sinais de deslocamento do disco rígido no nó 2, tanto na direção Y como Z, como é ilustrado na fig.(3) para a direção Y. G_2 representa o ganho dos sinais de velocidade \dot{y}_2 e \dot{z}_2 e $G_3 = -G_4$ o ganho dos sinais de pressão.

Variando-se o valor do ganho G_2 quando os outros ganhos continuam nulos ($G_1 = G_3 = G_4 = G_5 = G_6 = 0$) e calculando-se os autovalores do sistema em malha fechada, eq.(21), obtém-se o valor ótimo para G_2 segundo o funcional definido na eq.(20). Este valor é $0,105 V/(mm/s)$. Fixado o ganho G_2 , realimenta-se o sinal de deslocamento do centro do disco com auxílio do ganho G_1 . Seu valor ótimo sendo o funcional escolhido é $1,8 V/mm$. Tem-se, então, um controle proporcional-derivativo ótimo, como é mostrado na tab.(2), caso (b). Calculando-se o valor ótimo do ganho G_3 e G_4 , quando os ganhos G_1 e G_2 permanecem fixos com os valores pré-estabelecidos, tem-se $G_3 = -G_4 = -0,02 V/(bar)$. Os resultados são mostrados na tab.(2), caso (c).

Analisando-se a parte real dos autovalores do sistema em malha aberta e em malha fechada (tab.(2)) observa-se que as partes reais mais próximas de zero para o sistema passivo ocorrem em $\omega=107rad/s$ e $\omega=123rad/s$. Estes valores são alterados sensivelmente com o auxílio do sistema de controle no sentido de um aumento da reserva de amortecimento do conjunto rotor-mancal, casos (b) e (c), tab.(2).

A seguir são plotadas as curvas de resposta em frequência do rotor, nos nós 2 (onde o disco está localizado) e 3 (onde o mancal ativo está posicionado), ambos na direção Y, com uma força de excitação atuando sobre o disco (nó 2, direção Y), sendo a frequência de excitação (ω) da força variando de 0 a 200 rad/s. Para cada gráfico são plotadas três curvas: (a) mancal operando passivamente; (b) mancal ativo com a realimentação dos sinais de velocidade e deslocamento do nó 2; (c) mancal operando ativamente, somando-se também a realimentação das pressões nas câmaras hidráulicas.

O gráfico mostrado na fig.(4) ilustra a redução das amplitudes de vibração do disco rotativo (nó 2) nas respectivas frequências. Entretanto no nó 3 (segundo gráfico da fig.(4), onde está situado o mancal ativo, a amplitude de vibração aumenta no caso ativo. Isto significa que para se controlar as vibrações do disco rotativo no nó 2, o mancal ativo deve excitar o nó 3.

CONCLUSÕES E PERSPECTIVAS FUTURAS

Estas primeiras investigações teóricas indicam a viabilidade da aplicação de mancais segmentados ativos para controlar vibrações em sistemas rotativos flexíveis com baixo nível de amortecimento.

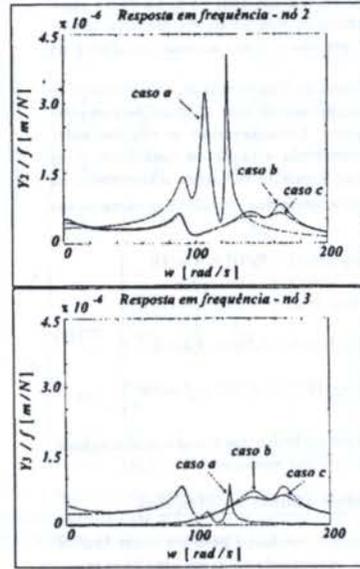


Figura 4: Resposta em frequência dos nós 2 e 3 na direção Y - excitação atuando no nó 2 - comparação entre mancal passivo e ativo.

Antes da construção do projeto do sistema de controle, uma análise de sensibilidade (observabilidade e controlabilidade) se faz necessária, para que se defina de forma mais econômica o número mínimo de sensores e o seu posicionamento, para que se consiga atingir os objetivos pré-estabelecidos, no caso, redução dos picos de ressonância do sistema flexível. Observa-se, aqui, que com dois sensores de deslocamento, posicionados no nó 2, atinge-se o objetivo desejado. Com o auxílio dos sensores de pressão nas câmaras reduz-se ainda mais os picos de ressonância do sistema rotativo.

REFERÊNCIAS

- Flack, R.D. and Zuck, C.J., "Experiments on the Stability of Two Flexible Rotor in Tilting Pad Journal Bearing", *Tribology Trans.*, Vol.31, N.2, pp.251-257, 1988.
- Gasch, G., "Vibration of Large Turbo-Rotors in Fluid-Film Bearings on Elastic Foundation", *Journal of Sound and Vibration*, Vol.47, N.1, pp.53-73, 1973.
- Lund, J.W., "Spring and Damping for the Tilting Pad Journal Bearings", *ASLE Trans.*, Vol.7, N.4, pp.342-352, 1964.
- Malcher, L., "Die Federungs- und Dämpfungseigenschaften von Gleitlagern für Turbomaschinen - Experimentelle Untersuchungen von MGF- und Kippsegmentlagern", *Tese de Doutorado - Universität Karlsruhe*, 1975.
- Nelson, H.D. and McVaugh, J.M., "The Dynamics of Rotor-Bearing Systems Using Finite Elements", *Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME*, vol.5, pp.593-600, 1976.
- Rouch, K.E. "Dynamic of Pivoted Pad Journal Bearings, Including Pad Translation and Rotation Effects", *ASLE Trans.*, Vol.26, N.1, pp.102-109, 1983.
- Santao, I.F., "Aktive Kippsegmentlagerung - Theorie und Experiment", *VDI - Fortschritt-Berichte; Reihe 11: Schwingungstechnik*, Nr.189, VDI Verlag, Düsseldorf, 1993.
- Santao, I.F., "Design and Evaluation of Two Types of Active Tilting Pad Journal Bearings", *IUTAM Symposium - Active Control of Vibration*; pp. 79-87, Mech. Eng. Publication Ltd., London, 1994a.
- Santao, I.F., "On the Adjusting of the Dynamic Coefficients of Tilting Pad Journal Bearings", *Preprint N.º 94 - TC-4D-2; ASME/STLE Tribology Conference; Lahaina/Hawaii/USA; 1994b.*
- Someya, T. "Journal Bearing Data Book", Springer Verlag, 1989.
- Springer, H., "Nichtlineare Schwingungen schwerer Rotoren mit vertikaler Welle und Kippsegmentradiallagern", *Forsch. Ing.-Wes.*, Vol.45, N.4, pp.119-132, 1979.

FRICTION AND WEAR BEHAVIOR OF A PLASMA-SPRAYED Cr_2O_3 COATING AGAINST STEEL IN DRY SLIDING

J.E. Fernandez, Yinglong Wang, F.G. Costales, D.G. Cuervo
Dept. of Mechanical Engineering, University of Oviedo
Ctra. de Castiello, s/n, 33204 Gijon, Spain

ABSTRACT

This work studies the friction and wear behavior of plasma-sprayed Cr_2O_3 coating, in dry sliding against AISI D2 steel in a wide speed range 0.125-8 m/s under different normal loads using a block-on-ring tribometer. SEM and EDS were employed to identify the wear mechanisms. A tangential impact wear model was suggested to explain the steep change of wear. The results show that the wear of Cr_2O_3 coating increases with increasing load. There exist a minimum-wear speed (0.5 m/s) and a maximum-wear speed (3 m/s) to a Cr_2O_3 coating in dry sliding. With increasing speed, the wear of Cr_2O_3 coating decrease in the range 0.125 - 0.5 m/s, then rises steeply from 0.5 m/s through 3 m/s, followed by a decrease. The wear mechanisms of Cr_2O_3 coating are adhesion, brittle fracture and abrasion.

INTRODUCTION

Ceramics have received much attention in friction and wear application in industry, such as in ceramic engine, due to their high hardness, high chemical stability, high anti-oxidation at high temperature, and heat isolation properties. The high cost in production and brittle character, however, will restrict the application of bulk ceramics in industry to a certain extent. For this reason, ceramic coatings onto materials which are cheap and reliable in shock, such as steel, are more widely employed. The ceramic coating serves as an anti-wear layer and the steel substrate acts as a shock-resistant support. Main important thermal spray processes for ceramic coatings are plasma-spray and detonation spray, since a coating of 0.3 mm thick and with about 1%-5% porosity can be obtained. Thermally-sprayed ceramic coatings, such as Cr_2O_3 , WC-Co, Al_2O_3 , TiO_2 , etc. have been investigated tribologically at room and high temperatures in dry and lubricated sliding (Wang et al. (1988,1989,1993)). Among them, a thermally-sprayed Cr_2O_3 coating gives the highest wear-resistance both in dry and lubricated cases. Additives could significantly reduce the friction and wear of plasma-sprayed Cr_2O_3 coating (Wei and Xue (1993)). A plasma-sprayed Cr_2O_3 coating, could have failure mechanisms in sliding, such as plastic deformation, adhesion, and brittle fracture (Wang et al. (1988,1989,1993), Vijande-Diaz et al. (1991), Hitsuai et al. (1991)).

The speed and load ranges employed in all tribological studies so far are limited. Previous studies show that sliding speed and load have a strong influence on the wear behaviours of metals (Hirst and Lancaster (1960), Soda et al. (1975), Saka et al. (1977)) and sintered ceramics (Denape and Lamon (1990), Wang et al. (1991), Ravikiran and Pramila (1993)). The author's recent work reveals the substantial influence of sliding speed and normal load on the wear rate of plasma-sprayed Al_2O_3 coating (Fernandez et al. (1995)). Therefore, this work aims at investigating friction and wear behaviour of the most important ceramic coating in industry, Cr_2O_3 by plasma spray, in a wide range sliding velocity (0.125-8.0 m/s) under different loads, and trying to understand the relationship between friction, wear and the test conditions (speed, load, temperature) from a new point of view.

EXPERIMENTAL DETAILS

Test Equipment. Friction and wear tests were conducted on a block-on-ring friction and wear tester as shown in Fig. 1. It has a conformal contact geometry of the specimens with conformal contact area of 1 cm^2 . The ring specimen is driven to rotate against the block specimen by a 4.3 kW DC motor. The speed of the ring can be varied from 0 rpm to 3000 rpm (corresponding to a linear velocity range of 0 - 9.375 m/s at the outer circle of the ring). The block specimen, coated with Cr_2O_3 by plasma-spray, is pressed against the rotating ring

specimen through a lever loading system. The normal load on the block could be up to 150 N in dry sliding. Friction forces could be measured by a strain sensor fixed on an elastic arm. The sensor is stressed by the friction force through a lever system.

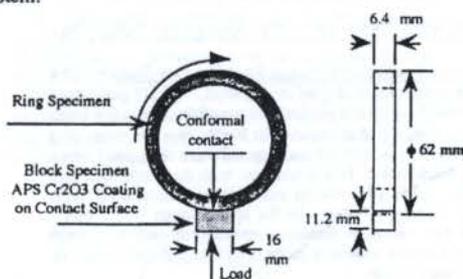


Fig.1 The contact geometry of the used block-on-ring tribometer.

The wear was measured with a Swiss-made Mettler AE 200 balance with a precision of 0.1 mg. The volume loss is then obtained by dividing the weight loss by the density of the specimen material.

Worn surfaces were examined by a British-made JEOL-6100 SEM and analysed chemically by a British-made Link-EXL1000 EDS system.

Test Materials. The block specimens of steel AISI 1020 were coated with Cr_2O_3 by atmosphere plasma-spray using METCO 9 MB, 40 kW equipment and the spray parameters suggested by the manufacturer. The properties of the coating are listed in Table 1. The ring specimens were made of steel AISI D2 hardened and tempered with hardness HRC 60.

Table 1 Properties of used plasma-sprayed Cr_2O_3 coating

Composition	99% : Cr_2O_3 Balance: other oxides
Trade mark of the powder	METCO 106FH
Powder size (μm)	15-45
Melting point ($^\circ\text{C}$)	2435
Thickness after polishing(mm)	0.3
Hardness ($\text{Hv}_{0.03}$)	1500
Porosity (%)	5
Roughness after polishing Ra (μm)	0.3
Bond strength (MPa)	59-63
Density (g cm^{-3})	4.9

Test Conditions. The tests were conducted with the conditions listed in Table 2. The specimens were cleaned with acetone in an ultrasonic bath for 10 minutes before testing. A average value of three tests was taken for each data point. Proper test durations were chosen to make sure that tests run in the steady-wear regime for a fairly long time.

Table 2 Test conditions

Contact Materials	Block-on-Ring, conformal Block: Cr ₂ O ₃ coating Ring: AISI D2 steel, HRC60
Outer diameters of ring, mm	Ø62
Apparent contact area, mm ²	100
Normal loads, N	61.3-133.
Apparent contact pressures, MPa	0.613 -1.33
Sliding speeds, m/s	0.125 - 8.0
Test durations, m	7500
Lubricant	dry
Environment temperature, °C	15
Environment humidity, %	75
Number of tests for each data point	3

TRIBOLOGICAL TEST AND SEM ANALYSIS RESULTS

Friction Coefficients versus Speed in Dry Sliding. The dry friction coefficients of the Cr₂O₃ / steel AISI D2 pair under a normal load 61.3 N are plotted versus sliding velocity from 7.8 x10⁻⁴ to 8 m/s and illustrated in Fig.2. The minimum and maximum friction values for each speed were obtained from a ten-minute friction test. It is noted that both the fluctuation and the average value of friction coefficient decreased with increasing sliding velocity. In the speed range 0.031 m/s - 0.375 m/s, the variation between maximum and minimum friction coefficients was very large, indicating the existence of stick-slip phenomenon.

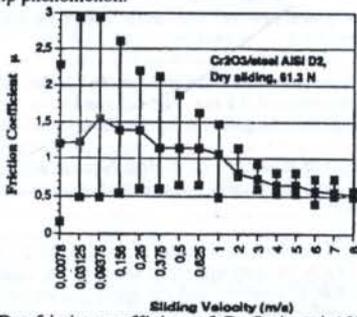


Fig.2 Dry friction coefficient of Cr₂O₃ / steel AISI D2 pair versus sliding speed under a normal load of 61.3 N.

Curves of Wear-sliding Time in Dry Sliding. Figure 3 gives the wear changes with sliding time of Cr₂O₃ / steel AISI D2 in dry sliding at a velocity of 1 m/s under a normal load of 88.5 N. The wear values of both Cr₂O₃ coating and steel AISI D2 rose with increasing time steadily in the tested period (40x10³ cycles, 7500 m).

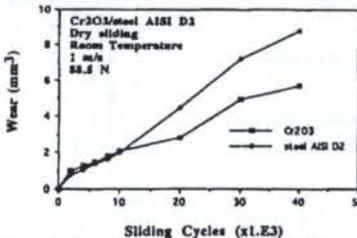


Fig.3 Wear-sliding time curve of Cr₂O₃ / AISI D2 steel in dry sliding at a velocity of 1 m/s under a normal load of 88.5 N.

Influence of Load on Wear in Dry Sliding. The dry wear results of Cr₂O₃ coating against normal load at velocities 1 m/s and 3 m/s are shown in Fig.4. As expected, the wear of Cr₂O₃ coating increased steadily with increasing normal load.

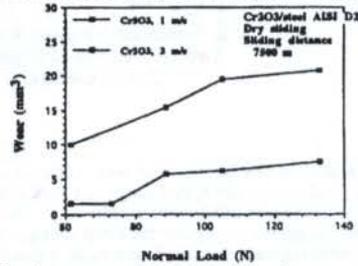


Fig.4 The dry wear results of Cr₂O₃ coating versus normal load at velocities 1 m/s and 3 m/s.

Influence of Speed on the Wear of Cr₂O₃ Coating and AISI D2 Steel in Dry Sliding. The influence of speed on the dry wear values of the Cr₂O₃ / AISI D2 pair under normal loads 61.3 N and 133 N are presented in Fig.5. It is seen that there existed a minimum-wear speed (0.5 m/s to both Cr₂O₃ coating and AISI D2 steel) and a maximum-wear speed (3 m/s to Cr₂O₃ coating and 1 m/s to AISI D2 steel). To Cr₂O₃ coating (block specimen), wear declined with increasing speed in the speed range 0.125 - 0.5 m/s, and rose drastically with increasing speed in the range 0.5 - 3 m/s, and then decreased with increasing speed in the range 3 to 8 m/s. To AISI D2 steel (ring specimen), the wear values were fairly high when speeds were lower than the minimum-wear speed (0.5 m/s). With increasing speed from 0.5 m/s, the wear value increased from 0.5 m/s to 1 m/s and reached a maximum at 1 m/s, followed by a declining from 1 m/s to 4 m/s, and then remain nearly unchanged. It is also noted that compared with the wear values of Cr₂O₃ coating (block specimen), the corresponding wear values of AISI D2 steel (ring specimen) were much higher in the speed range 0.125 - 1 m/s, but lower in the speed range 2 - 8 m/s. The reason that the wear of Cr₂O₃ coating was even higher than that of steel at high speed in dry sliding may be attributed to the particle size of the used Cr₂O₃ powder (15-45 µm). A better antiwear performance of Cr₂O₃ coating could be expected with powder size 5-25 µm (METCO 136F). The minimum-wear speed and maximum-wear speed will be discussed in the section "Discussion".

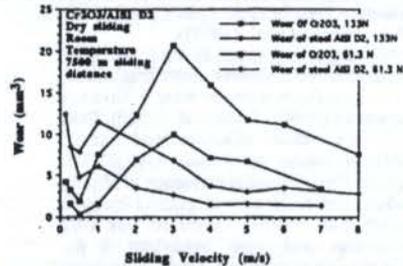


Fig.5 The influence of speed on the dry wear values of Cr₂O₃ (block) / AISI D2 steel (ring) pair under normal loads 61.3 N and 133 N.

SEM (Scanning Electron Microscope) and EDS (Energy Dispersive Spectrum) Analysis Results. As a reference, the surface of a plasma-sprayed Cr₂O₃ coating after grinding before wear test is demonstrated in Fig.6. The surface in Fig.6 possesses micro pores originated from the spray process and micro fractures from the grinding.

The worn surface of a Cr₂O₃ coating in dry sliding against AISI D2 steel under 133 N normal load at speed 0.25 m/s (wear results see Fig.5) is given in Fig.7. Figure 7 indicates the existence of a rather thick surface layer. The element percentage of EDS in Fig.7 (Fe, 77%; Cr, 21% in weight) reveals that there existed severe steel transfer. On the other hand, adhesion damages were also observed. Therefore the wear mechanism in this case was adhesion damage to the Cr₂O₃ coating and material transfer from steel to Cr₂O₃ coating.



Fig.6 The surface of a plasma-sprayed Cr_2O_3 coating after grinding before wear test.



Fig.7 The worn surface of a Cr_2O_3 coating in dry sliding against AISI D2 steel under 133 N normal load at a speed of 0.25 m/s (wear results see Fig.5).

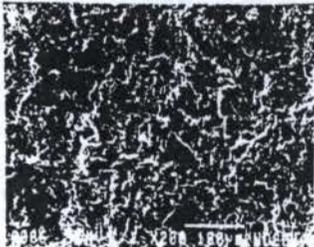


Fig.8 The worn surface of plasma-sprayed Cr_2O_3 coating in dry sliding versus AISI D2 steel under 133 N normal load at a sliding velocity of 0.5 m/s (minimum wear shown in Fig.5).

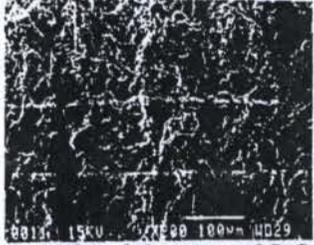


Fig.9 The worn surface of plasma-sprayed Cr_2O_3 coating in dry sliding against AISI D2 steel under 133 N normal load at a sliding velocity of 3 m/s, at which a maximum-wear appeared (see Fig.5).



Fig.10 The worn surface of plasma-sprayed Cr_2O_3 coating in dry sliding against AISI D2 steel under 133 N normal load at a sliding speed of 5 m/s (wear data given in Fig.5).

The worn surface of a plasma-sprayed Cr_2O_3 coating in dry sliding versus AISI D2 steel under 133 N normal load at a sliding velocity of 0.5 m/s (wear data shown in Fig.5) is illustrated in Fig.8. The coverage of the transferred film of steel in Fig.8 is relatively less compared with that in Fig.7. The elements weight percentage (64%Fe, 35%Cr) in Fig.8 from EDS verified this observed result. No severe adhesion damages were observed. This was the surface where a minimum-wear value was achieved. The wear mechanism in this condition was also adhesion.

Figures 9 shows the worn surface of a plasma-sprayed Cr_2O_3 coating in dry sliding against AISI D2 steel under 133 N normal load at a sliding velocity of 3 m/s, at which a maximum-wear appeared (see Fig.5). It is clear that nearly the whole surface was full of micro brittle fractures, which was quite different from the worn surfaces at speeds 0.25 and 0.5 m/s as shown in Figs.7 and 8. The EDS element weight in Fig.9 (13%Fe, 86%Cr) suggested a considerably declined transfer of steel compared with the cases at speeds 0.25, 0.5 and 1 m/s. It is noted that the dominated wear mechanism at a speed of 3 m/s (maximum-wear speed) appeared to be brittle fracture.

The worn surface of a plasma-sprayed Cr_2O_3 coating in dry sliding against AISI D2 steel under 133 N normal load at a sliding speed of 5 m/s is shown in Fig.10 (wear data given in Fig.5). The EDS element percentage of Fig.10 is 14%Fe, 85%Cr. Fairly large brittle fractures and abrasive tracks were clearly observed. The dominating wear mechanisms were brittle fracture and abrasion (possibly due to the detached Cr_2O_3 debris particles).

The element weight percentage on the worn surface of plasma-sprayed Cr_2O_3 coatings plotted versus sliding speed is given in Fig.11. It is seen that the transfer quantity of steel was very high at a speed of 0.25 m/s (77%Fe), and declined considerably with increasing speed to 13%Fe at speed 3 m/s, then remained small at speeds higher than 3 m/s.

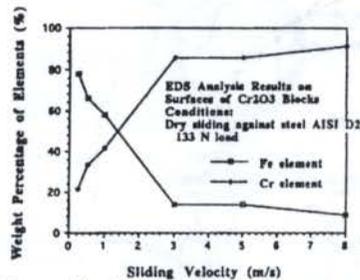


Fig.11 Elemental weight percentage on the worn surface of plasma-sprayed Cr_2O_3 coatings in dry sliding versus AISI D2 steel under a 133 N load at different sliding speeds.

DISCUSSION

There existed a minimum-wear speed (0.5 m/s for both Cr_2O_3 coating and steel) and a maximum-wear speed (1 m/s for steel and 3 m/s for Cr_2O_3 coating) in Fig.5 for both 133 N and 61.3 N normal loads. A minimum-wear velocity 0.5 m/s was observed with self-mated sintered ceramics SiAlON , Al_2O_3 , PSZ and SSC (sintered silicon carbide) (Denape and Lamon (1990)) and with nickel (Soda et al. (1975)). A minimum-wear velocity 1 m/s was reported with brass on steel (Hirst and Lancaster (1960)), copper on copper and gold on gold (Soda et al. (1975)). By changing the stiffness in the apparatus, Soda et al. (1975) found that the high wear at speeds lower than the minimum-wear speed came from the stick-slip friction process and decreased to the same value as that at the minimum-wear velocity when a much higher stiffness was employed in the apparatus. The large variation of friction coefficient in the speed range 0.03 - 0.5 m/s shown in Fig.2 verified the existence of stick-slip process. The magnitude of the variation decreased with the rising of speed. Corresponding

to the stick-slip process was an adhesive wear mechanism with material transfer (mainly from steel surface to the Cr_2O_3 coating). The amount of iron transferred to Cr_2O_3 surface declined considerably with the increasing of speed as can be seen in Fig.11 was consistent to the fluctuation of friction coefficient at low speed. It is understandable that higher fluctuation in friction will lead to a higher wear value.

In the speed range 0.5 - 3 m/s, the wear of a Cr_2O_3 coating increased sharply with increasing speed as demonstrated in Fig.5. The failure type of brittle fractures at speed 3 m/s as shown in Fig.9 activates the authors proposing a tangential impact wear model to explain the wear increasing from 0.5 m/s through 3 m/s. The suggested tangential impact wear model is illustrated in Fig.12(a,b,c,d). When the two moving surface are loaded, interception in the sliding direction may happen between the asperities of the two surfaces, as demonstrated in Fig.12(a). It should be pointed out that the sliding of the two surfaces is actually a discontinuous process and the moment before the two asperities make contact is shown in Fig.12(b). After the two asperities make contact, two kinds of results could appear depending on the speed: (1) in case of low speed, plastic flow may take place and no brittle fracture happening to the asperity as indicated in Fig.12(c), as verified by SEM photograph in Fig.8 at a speed of 0.5 m/s; (2) when the speed is high, the tangential impact effect will produce a brief extremely high stress inside the asperity and the asperity will be fractured as a wear debris as shown in Fig.12(d), as supported by the brittle fractures of the worn Cr_2O_3 surface at a speed of 3 m/s (see Fig.9). The impact stress inside the asperity and consequently the fracture rate (wear rate) of the asperity will be proportional to the sliding speed. The gradient of the wear rising with increasing speed from minimum-wear to maximum-wear depends on the fracture toughness of the material. A lower fracture toughness will result in a higher gradient of wear rising.

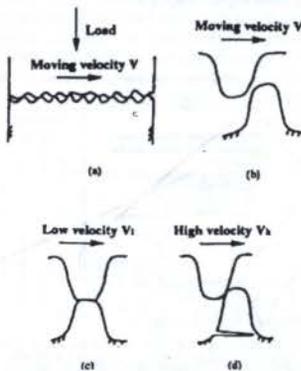


Fig.12(a,b,c,d) Tangential impact wear model: (a) idealised asperity contact under load, showing interception in the direction of moving between asperities; (b) one moving asperity and one fixed asperity before contact; (c) after contact with low speed; (d) tangential impact contact with high speed.

The reason that above speed 3 m/s the wear value decreased with increasing speed (see Fig.5) may be attributed to the effect of the flash temperature. A high flash temperature will soften the asperities in contact and ease the tangential impact effect. The softening effect will be enhanced with the increase of flash temperature (namely with the increase of speed). When a flash temperature is sufficiently high, the hardness declining and eventually plastic deformation will become a comparable factor to the tangential impact effect. As a result, the wear will reduce with increasing speed. The plastic flows shown in Figs.10 (speed 5 m/s) support this argument.

When a flash temperature will commence to play an important role in reducing the wear with increased speed depends on the melting-point of the material. Since the melting point of steel (about 1500 °C) is lower than that of Cr_2O_3 coating (2435 °C), a flash temperature at a speed of 1 m/s might start influencing the wear-reducing process of steel instead of at a speed of 3 m/s as was the case for Cr_2O_3 coating (see Fig.5).

CONCLUSIONS

1) The wear of a plasma-sprayed Cr_2O_3 coating increases with increasing load.

2) There exist a minimum-wear sliding speed (0.5 m/s) and a maximum-wear sliding speed (3 m/s) to the wear of a plasma-sprayed Cr_2O_3 coating in dry sliding against AISI D2 steel. With the increase of speed, the wear of Cr_2O_3 coating declines in the range 0.125 - 0.5 m/s, then rises steeply from 0.5 m/s through 3 m/s, followed by a decrease.

3) The severe fluctuation of dry friction coefficient at speeds lower than 0.5 m/s for Cr_2O_3 /steel pair, which comes from a stick-slip process, causes higher wear to Cr_2O_3 and steel than the minimum-wear.

4) The proposed tangential impact wear model could explain the steep rise of wear of Cr_2O_3 coating from 0.5 to 3 m/s. The decrease of Cr_2O_3 wear above 3 m/s may be attributed to softening effect of the flash temperature.

5) The wear mechanisms of Cr_2O_3 coating in dry sliding versus AISI D2 steel are adhesion at low speeds (typically 0.25 m/s), brittle fracture at median speeds (typically 3 m/s) and a mixture of abrasion and brittle fracture at high speeds (typically 5-7 m/s).

REFERENCES

- Wang Y., Jin Y. and Wen S., "The Analysis of the Friction and Wear Mechanisms of Plasma-Sprayed Coatings at 450 °C", *Wear*, Vol.128, pp.265-276, 1988.
- Wang Y., Jin Y. and Wen S., "The Analysis of the Chemical Structure and Properties of Ceramic Surface Films in Friction Using SEM, AES and Micro-region X-ray Diffraction", *Wear*, Vol.128, pp.277-290, 1988.
- Wang Y., Jin Y. and Wen S., "The Inspection of Sliding Surface and Subsurface of Plasma-Sprayed Using Scanning Acoustic Microscopy", *Wear*, Vol.134, pp.399-411, 1989.
- Wang Y., "Friction and Wear Behaviours of Plasma and Detonation-Sprayed Ceramic and Cermet Hard Coatings in Dry Sliding", *Wear*, Vol.161, pp.69-78, 1993.
- Wei J. and Xue Q., "Effects of Additives on Friction and Wear Behaviour of Cr_2O_3 Coatings", *Wear*, Vol.160, pp.61-65, 1993.
- Wei J. and Xue Q., "Effects of Surfactants on the Tribological Properties of a Cr_2O_3 Coating", *Wear*, Vol.162-164, pp.229-233, 1993.
- Vijande-Diaz R., Belzunce J., Fernandez E., Rincon A. and Pérez M.C., "Wear and Microstructure in Fine Ceramic Coatings", *Wear*, Vol.148, pp.331-233, 1991.
- Hitsunai H., Hokkirigawa K., Tsumaki N. and Kato K., "Transitions of Microscopic Wear Mechanisms for Cr_2O_3 Ceramic Coatings During Repeated Sliding Observed in a Scanning Electron Microscope Tribosystem", *Wear*, Vol.151, pp.279-289, 1991.
- Hirst W. and Lancaster J.K., *Proc Roy Soc A*, Vol.259, pp.228, 1960.
- Soda N., Kimura Y. and Tanaka A., "Wear of Some F.C.C. Metals During Unlubricated Sliding Part I: Effects of Load, Velocity and Atmospheric Pressure on Wear", *Wear*, Vol.33, pp.1-16, 1975.
- Saka N., Eleiche A. M. and Suh N. P., "Wear of Metals at High Speed", *Wear*, Vol.44, pp.109-125, 1977.
- Denape J. and Lamou J., "Sliding Friction of Ceramics: Mechanical Action of the Wear Debris", *Journal of Materials Science*, Vol. 25, pp.3592-3604, 1990.
- Wang Y.S., Hsu S. M. and Munro R.G., "Ceramic Wear Maps: Alumina", *Journal of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, Vol. 47, pp.1.63-69, 1991.
- Ravikiran A. and Pramila B.N., "High Speed Sliding of Al_2O_3 Pins Against an En-24 Steel Disc", *Wear*, Vol.162-164, pp.296-304, 1993.
- Fernandez J.E., Rodriguez R., Wang Y., Vijande R. and Rincon A., "Sliding Wear of a Plasma-Sprayed Al_2O_3 Coating", *Wear*, Vol.181-183, pp.417-425, 1995.
- Quinn T.F.J., "Physical Analysis for Tribology", Cambridge University Press, Cambridge, 1991.

FRICITION AND WEAR BEHAVIOR OF THORDON XL AND LgSn80 IN SLIDING AGAINST PLASMA SPRAYED Al_2O_3 COATINGS

J. E. Fernández, H. J. Montes, Yinglong Wang, J. M. Cuetos

Dept. of Mechanical Engineering, University of Oviedo
Ctra. de Castiello, s/n., 33204 Gijón, Asturias, Spain

ABSTRACT

This paper has studied the friction and wear behaviour of bearing materials Thordon XL and LgSn80 in sliding vs. plasma-sprayed Al_2O_3 coatings. SEM, EDS were employed to study the wear mechanisms. The Thordon XL / Al_2O_3 coating pair gives the lowest dry friction coefficient (0.44) under normal load 45.3 N at a velocity of 1 m/s. The dry friction coefficients of LgSn80 / Al_2O_3 coating are in the range 0.55-0.60. The dry wear rate under low normal of Thordon XL is lower than those of either LgSn80 or AISI 1043 steel at speed 1 m/s. In lubricated case, the anti-wear performance of Thordon XL is still better than that of AISI 1043 steel. Finally, the dominating wear mechanisms are shear fracture for Thordon XL and abrasive wear as well as adhesive wear for LgSn80.

INTRODUCTION

Thordon XL is an extensively used material in navy bearings. It is made from thermosetting resins which are three dimensional, cross-linked condensation polymers. It is a hard, tough synthetic polymer alloy that has performance characteristics superior to most other materials, including bronze, babbit, nylon, T.F.E., laminated phenolics, acetyl, carbon and ultra high molecular weight polyethylene (Thomson-Gordon Ltd. (1978, 1981), Thomson-Bearings Inc. (1990, 1993), (IEC Ltd. (1978)). LgSn80 is another notable bearing material used in industry (Abdel-Reihim et al (1985), de Gee and Begelinger (1981) and Wien (1978)). For both Thordon XL and LgSn80, however, the literatures concerning with their tribological performances are very limited. For a better understanding and use of those two kinds of materials in industry, it is necessary to fully investigate their tribological behaviour. For this reason a research project in our laboratory is aimed to study the friction and wear behaviour of Thordon XL, LgSn80 and steel AISI 1043 sliding against plasma sprayed Al_2O_3 coatings.

EXPERIMENTAL DETAILS

Properties of The Studied Materials. Some properties of tested materials are listed in Table 1.

Table 1: Some properties of the tested materials

Materials	Composition %	Melting point, °C	Density g/cm ³	Hardness (Hv)	Ra (µm) before tests
Thordon XL	polymer	225	1.2	5	3.0
LgSn80	Sn:80, Sb:12 Pb:2, Cu:6	180-550	7.4	28	0.82
steel AISI 1043	C:45, Mn:65 Si:0.25, P:0.035 S:0.035	1450	7.9	300	3.3
Al_2O_3 coating plasma spray	Al_2O_3 : 98.5 SiO ₂ : 2 powder size 5-25 mm	1980	3.3	800	1.14

Equipment for Friction and Wear Tests. The friction and wear experiments were performed using a conformal-contact block-on-ring friction and wear tester with contact area 1 cm². The general view and contact geometry of the tester are shown in Fig. 1. The ring specimen, coated with Al_2O_3 by plasma spray, is driven to rotate against the block specimen by a DC motor of 4.3 kW. The speed of the ring can be changed in the range of 0-9 m/s. The block specimen, which is made of either Thordon XL or LgSn80 or steel AISI 1043, is pressed against

the rotating ring specimen through a lever loading system. The normal load on the block could be up to 100 N in dry sliding and 680 N in lubricated case. The friction force is measured by a strain sensor on an elastic arm stressed by the friction force through a lever system. In lubricated case, the rotating ring specimen is covered partly with lubricating oil in an oil bath, carrying the lubricating oil to the contact area. The wear of specimen is measured using a Mettler AE 200 balance with precision of 0.1 mg. The volume loss is then obtained by dividing the weight loss by the density of the specimen material.

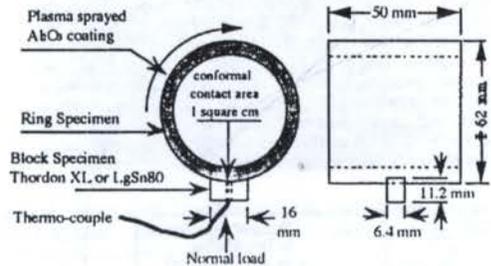


Figure 1: Contact geometry of the used block-on-ring conformal contact tribotester.

Test Conditions. The test conditions used in this study are listed in Table 2. The used lubricant in lubricated case was commercial mineral oils SAE 30 (SAE Crankcase Oil Classification with viscosity 100 cP at temperature 40 °C) without additives.

Table 2: Test conditions

Contact	Block-on-Ring, conformal contact
Materials	Block: Thordon XL or LgSn80 or AISI 1043 steel Ring: Al_2O_3 coating
Outer diameters of ring specimen, mm	Ø62
Apparent contact area, mm ²	100
Normal loads, N	45.3-88.5, dry, 680, lubricated
Apparent contact pressures, MPa	0.453-0.885, dry, 6.8, lubricated
Sliding speeds, m/s	1
Test durations, m	5843-97389, dry; 97389, lubricated
Lubricants	dry, or SAE 30
Environment temperature, °C	15
Environment humidity, %	75

EXPERIMENTAL RESULTS AND SURFACE ANALYSIS OF WORN SURFACES

Test Results of Friction Coefficients. The dry friction tests were conducted on the block-on-ring tester at room temperature with relative humidity 75%. The tested dry friction coefficients of Thordon XL and LgSn80 against plasma sprayed Al₂O₃ coatings are given in Table 3. It is clear that Thordon XL / Al₂O₃ pair possessed the lowest friction coefficient 0.44 under 45.3 N normal load. However the friction coefficient of Thordon XL / Al₂O₃ pair rose to 0.81 under normal load 88.5 N. The friction coefficients of LgSn80 were around 0.55, not increasing with the raised load.

Table 3: Dry friction coefficients of Thordon XL and LgSn80 versus plasma sprayed Al₂O₃ coatings at speed 1 m/s for 10 minutes

Materials Combination	Friction Coefficient μ under different normal loads		
	45.3 N	61.3 N	88.5 N
Thordon XL / Al ₂ O ₃	0.44	0.57	0.81
LgSn80 / Al ₂ O ₃	0.55	0.60	0.57

Wear results in dry sliding. The test wear results of Thordon XL in dry sliding against Al₂O₃ coating with respect to sliding time under two loads at sliding velocity 1 m/s are given in Fig. 2. It is shown that the wear of Thordon XL was in a steady state and fairly small under low normal load 45.3 N, but rose sharply with increasing time under high normal load 88.5 N. Noting from Table 3 that friction coefficients of Thordon XL / Al₂O₃ pair increased considerably under normal load 88.5 N compared with that under 45.3 N normal load, the external shear forces under 88.5 N normal load would be much higher than that under 45.3 N normal load. Because the shear strength of Thordon XL (45.2 MPa) is quite low, the local contact shear stress (not the nominal one) could exceed it and result in severe wear. On the other hand, the high friction coefficient and normal load will lead to temperature rise at the contact surface, weaken the shear strength, and eventually make the shear fracture process easier.

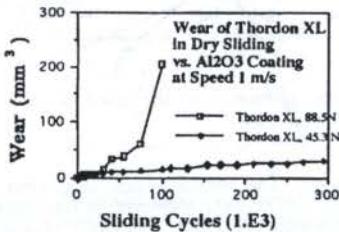


Figure 2: Test wear results of Thordon XL in dry sliding against plasma-sprayed Al₂O₃ coating under normal loads 45.3 N and 88.5 N at a speed of 1 m/s.

Figure 3 shows the wear results of LgSn80 in dry sliding against Al₂O₃ coating under different loads at a velocity of 1 m/s. The wear of LgSn80 increased linearly with time. It is interesting that the wear of LgSn80 increased very small with increasing normal load. For example, the wear of LgSn80 increased 25% only when the normal load was doubled. This was quite different from the behaviour of Thordon XL shown in Fig. 2.

The wear comparison between steel AISI 1043, Thordon XL and LgSn80 in dry sliding against Al₂O₃ coatings are shown in Fig. 4. Figure 4(a) shows that of the three materials Thordon XL, LgSn80 and steel AISI 1043, Thordon XL gave the highest wear resistance under low normal load 45.3 N. The wear rate of steel was between those of Thordon XL and LgSn80. However, under high load 88.5 N as shown in Fig. 4(b), the wear status of Thordon XL entered severe-wear regime with wear value increasing sharply after a period of steady-wear sliding with lower wear rate than that of LgSn80.

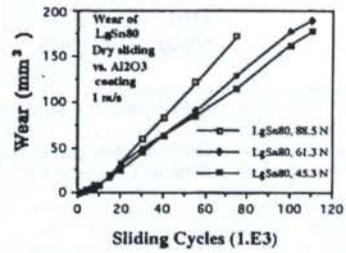
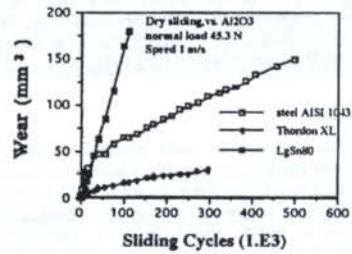
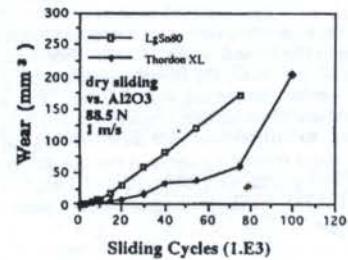


Figure 3: Test wear results of LgSn80 in dry sliding against plasma-sprayed Al₂O₃ coating under different normal loads at a speed of 1 m/s.



(a)



(b)

Figure 4 (a,b): Wear comparison between Thordon XL, LgSn80 and AISI 1043 steel in dry sliding against plasma-sprayed Al₂O₃ coatings at a speed of 1 m/s under normal loads 45.3 N (a) and 88.5 N (b).

Test results of wear in lubricated cases. The lubricant used was SAE 30 without additives. In order to obtain a boundary or mixed lubrication, a high normal load 680 N and a speed of 1 m/s were used in the tests.

The lubricated wear results of Thordon XL and steel AISI 1043 in sliding against Al₂O₃ coatings under 680 N normal load at a speed of 1 m/s are depicted in Fig. 5. It is seen that the wear of Thordon XL was slightly less than that of AISI 1043 steel..

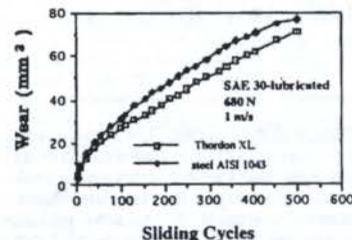


Figure 5: Wear of Thordon XL and AISI 1043 steel in SAE 30-lubricated sliding against plasma-sprayed Al₂O₃ coatings under 680 N normal load at a speed of 1 m/s.

Surface Temperatures. In order to monitor the temperature rise at the contact surface, one Fluke 80PK-1 Type K Bead thermo-couple of 1 mm in diameter, with measuring range -40°C - 260°C and accuracy 1°C , is mounted at the centre of contact surface of block specimen as shown in Fig. 1. Figure 6 gives the measured surface temperatures vs. sliding time of contact surfaces of Thordon XL and LgSn80 block specimens in dry sliding against Al_2O_3 coatings under 88.5 N normal load at velocity 1 m/s. The stable surface temperatures were about 40°C for Thordon XL and 80°C for LgSn80, which were not very high compared with the melting points of these two materials (see Table 1).

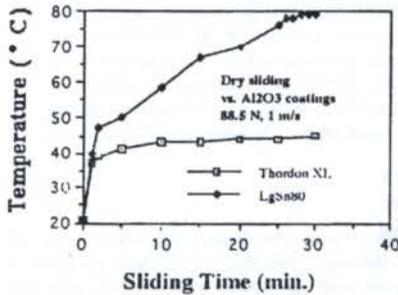


Figure 6: Measured surface temperatures of Thordon XL and LgSn80 in dry sliding vs. plasma-sprayed Al_2O_3 coatings under 88.5 N normal load at a speed of 1 m/s.

SEM and EDS Analysis on the Worn Surfaces

In dry sliding. Figure 7 shows the worn surface of Thordon XL in dry sliding against Al_2O_3 coating under 45.3 N normal load at a velocity of 1 m/s. There were regular peaks and valleys with direction perpendicular to the sliding direction, and a big crack along the sliding direction as indicated in Fig. 7. EDS results revealed that there was no Al_2O_3 transferred to the Thordon XL surface. The crack along the sliding direction seemed to be ploughed by the asperity of the Al_2O_3 coating surface. The worn pattern of regular peaks-valleys, appeared to be caused by a discontinuous, but regular shear fracture process.

The worn surfaces of LgSn80 in dry sliding versus Al_2O_3 coating under 45.3 N normal load at a velocity of 1 m/s is shown in Fig. 8. It shows severe abrasive grooves. Considerable amount of transferred LgSn80 was found by EDS on the Al_2O_3 counterpart surface. Abrasive and adhesive wear mechanisms governed the wear process of LgSn80 when sliding against Al_2O_3 coating.



Figure 7: The worn surface of Thordon XL in dry sliding versus plasma-sprayed Al_2O_3 coating under 45.3 N normal load at a speed of 1 m/s.



Figure 8: Worn surface of LgSn80 in dry sliding against plasma-sprayed Al_2O_3 coating under a normal load 45.3 N at a speed of 1 m/s.

In Lubricated Condition. The worn surface of Thordon XL in SAE 30 - lubricated sliding against Al_2O_3 coating under 680 N normal load at a speed of 1 m/s is illustrated in Fig. 9. There were many regular micro cracks with direction perpendicular to the sliding direction, induced by the friction process. The wear pattern was similar to that in dry sliding case of Thordon XL (see Fig. 7). But the size of the micro cracks in Fig. 9 was much smaller than the fractures in dry sliding as shown in Fig. 7.



Figure 9: Worn surface of Thordon XL in SAE 30 - lubricated sliding against plasma-sprayed Al_2O_3 coating under 680 N normal load at a speed of 1 m/s.

DISCUSSION

Thordon XL showed a very good anti-wear behaviour in dry sliding under low normal load 45.3 N and lubricated sliding under high normal load 680 N. However, it failed under 88.5 N normal load in dry sliding as shown in Fig. 2. The shear strength of Thordon XL is 45.2 MPa at 20°C , which is much higher than the apparent shear stress about 0.4 MPa in this case. However, since the real contact area will be much less than the apparent area due to asperity contact nature of two rough surfaces, the real shear stress could be much higher than the apparent shear stress. Therefore the real shear stress under 88.5 N normal load might be comparable to the shear strength of Thordon XL and result in a sharp rise of wear with sliding time. Based on the consideration of temperature effect and shear strength, empirical maximum design pressures are given in Table 4 for bearing. It indicates that 88.5 N normal load (corresponding to a pressure 0.885 MPa) in this study has exceeded the maximum design pressure 0.7 MPa for bearing in dry sliding under full rotation condition (see Table 4). Hence it is understandable that Thordon XL fails under 88.5 N normal load in dry sliding.

In the case of LgSn80, since its mechanical strength (hardness, or yielding stress) is about six times as high as that of Thordon XL (see Table 1), the real local maximum external shear stress under 88.5 N normal load might be still much lower than its shear strength. Therefore the wear rate of LgSn80 was not very sensitive to high normal load.

Table 4: The maximum design pressures of Thordon XL in bearings

Type of lubrications	Maximum design pressure (MPa)	
	Full rotation	Limited motion
Dry	0.70	3.50
Water	1.70	5.20
Grease	5.20	10.30
Oil	6.90	13.80

CONCLUSIONS

(1) Thordon XL / Al₂O₃ coating pair gives the lowest dry friction coefficient (0.44) under a normal load 45.3 N (pressure 0.453 MPa) at a velocity of 1 m/s. The dry friction coefficient of Thordon XL / Al₂O₃ coating increases to 0.81 under a normal load 88.5 N (pressure 0.885 MPa).

(2) The dry friction coefficients of LgSn80 / Al₂O₃ coating are around 0.55.

(3) Dry wear rate under a low normal load 45.3 N of Thordon XL is lower than that of LgSn80 or AISI 1043 steel in sliding against plasma-sprayed Al₂O₃ coatings at a speed of 1 m/s. The lubricated wear of Thordon XL is still less than corresponding wear of steel under a high load.

(4) The dominating wear mechanism for Thordon XL is shear fracture when against plasma-sprayed Al₂O₃ ceramic coating. For LgSn80 versus plasma-sprayed Al₂O₃ ceramic coating, abrasive wear and adhesive wear are the governing failure mechanisms.

REFERENCES

- Abdel-Reihim M. et al. "Microstructural Refinement of Tin-base Bearing Alloys by Adding Selenium or Tellurium", Metal, Vol.39, No.9, pp.817-821,1985.
- De Gee W.J. and Begelinger A. "Friction, Wear and Surface Roughness of Different Bearing Materials". Ind. Anz., Vol.103, No.24, pp. 64-67,1981(in German).
- IEC Ltd. "A New Elastomeric Bearing Material", OEM DESIGN, 1978.
- Thomson Gordon Ltd. "Thordon Marine Bearings", Burlington, Ontario, Canada, 1978.
- Thomson-Gordon Ltd., "Plastics Fill Plain Bearing Needs", Engineering Materials and Design, Vol. 25, No.4, pp.22-25, 1981.
- Thordon Bearings Inc. "Thordon Rudder Bearings", Burlington, Ontario, Canada, 1990.
- Thordon-Bearing Inc, "Engineering MANUAL", Burlington, Ontario, Canada, 1993.
- Wien M. "TEGO Alloys for Anti-friction Bearings", Goldschmidt , Vol.3 No.45, pp.54-55,1978.

O USO DE FLUIDOS MAGNÉTICOS COMO LUBRIFICANTE: DESCRIÇÃO DE SUAS CARACTERÍSTICAS E EQUAÇÕES BÁSICAS

Petrônio Noronha de Souza
Divisão de Mecânica Espacial e Controle - DMC
Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE

RESUMO

Fluidos magnéticos reagem à ação de campos magnéticos mediante o surgimento de gradientes de pressão e, em certos casos, da alteração de propriedades como a sua viscosidade aparente. Este trabalho descreve suas características, apresenta as equações que descrevem seu comportamento, e as aplica para o caso de um filme de fluido ferromagnético lubrificante presente em um contato linear cruzado por um campo magnético não uniforme. Mostra-se que a presença do campo magnético pode levar tanto à ampliação quanto à redução da espessura do filme lubrificante e que estas variações são função das propriedades do fluido e da intensidade do campo magnético.

INTRODUÇÃO

Fluidos magnéticos têm contribuído para o sucesso do projeto de diversos dispositivos que não poderiam ter sido criados sem suas propriedades singulares. Eles diferem dos fluidos comuns pelo fato de serem colóides que apresentam minúsculas partículas de material magnético (Fe_3O_4 usualmente) em suspensão em um líquido base. O líquido base pode ser um solvente orgânico como o querosene ou inorgânico como a água. Óleos minerais e sintéticos também são utilizados, particularmente nos casos em que o fluido deve apresentar uma reduzida pressão de vapor. O diâmetro médio das partículas magnéticas varia de 30 a 150 Å e sua concentração pode ser de até 10^{23} partículas por metro cúbico.

O comportamento dos fluidos magnéticos é o de fluidos convencionais quando o campo magnético encontra-se ausente. Na sua presença, no entanto, seu comportamento muda sensivelmente devido às novas forças que passam a atuar sobre eles (Rosensweig 1979). Uma alteração fundamental é o fato de apresentarem uma curva de magnetização. Ela segue a função de Langevin (Rosensweig 1985) e não apresenta histerese.

Uma aplicação bastante conhecida dos fluidos magnéticos está nos selos rotativos sem contato mecânico, que têm tido diversas aplicações na selagem contra vácuo e como selos de exclusão. Outra área que tem recebido atenção é a sua aplicação em mancais (Rosensweig 1978). Nesta última, propriedades pouco usuais são adicionadas a um mancal quando a lubrificação líquida é feita por um fluido magnético na presença de um campo magnético. As três mais importantes são: (a) a redução, ou até mesmo eventual eliminação da vazão lateral ("side-leakage") de mancais hidrodinâmicos; (b) a melhoria do desempenho de mancais hidrodinâmicos devido à pressão hidrostática criada pela ação do campo magnético sobre o fluido, que se sobrepõe à pressão hidrodinâmica e (c) a possível melhoria no desempenho do mancal devido à alteração controlada da viscosidade aparente do fluido. Estas propriedades dependem da correta aplicação do campo magnético dentro do mancal e das características do fluido adotado. A primeira e a segunda propriedades vem do fato de que um fluido magnético é sempre atraído para a região onde a intensidade do campo magnético é máxima. A terceira é devida ao torque que o campo magnético exerce sobre as partículas magnéticas quando estas apresentam superparamagnetismo extrínseco (Rosensweig 1985). Este torque pode ocasionalmente restringir a liberdade das partículas de girar com a mesma velocidade angular do fluido que as

cerca e assim causar uma alteração controlada da viscosidade aparente do fluido, quando este é submetido a cisalhamento.

Fluidos magnéticos já foram analisados em uma variada série de mancais. Entre eles podem ser citados os mancais hidrostáticos, que são capazes de operar sem um sistema de bombeamento do óleo devido à levitação passiva de um corpo magnético imerso em um fluido magnético sob a ação de um campo magnético externo, ou da auto-levitação de um corpo magnetizado imerso em um fluido magnético (Rosensweig 1978).

Mancais hidrodinâmicos já foram analisados nas configurações de mancal de encosto axial ("thrust bearing"), sapata deslizante ("slider bearing") e mancal de deslizamento radial ("journal bearing"). Entre os últimos as análises já consideraram os três casos possíveis (curto, longo e finito).

Este trabalho descreve o comportamento do filme de lubrificante presente na região do contato entre dois cilindros longos girantes no caso em que um fluido magnético é utilizado como lubrificante e existe um campo magnético não uniforme normal ao plano do contato.

CARACTERÍSTICAS GEOMÉTRICAS E MAGNÉTICAS DO MANCAL

O mancal aqui estudado consiste em um contato linear não-conformal que opera em rolamento puro (dois cilindros em contato externo que giram à mesma rotação). O lubrificante é um fluido magnético injetado na região do contato a uma taxa capaz de evitar o seu ressecamento. O campo magnético considerado é o presente entre dois cilindros vazados de mesmo diâmetro dotados de magnetização radial (Fig. 1).

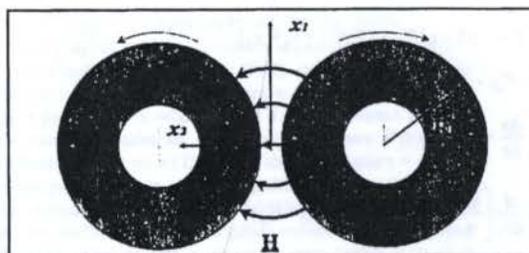


Figura 1: Esboço dos cilindros em contato e do campo magnético presente.

A distribuição do campo na região do contato é resolvida por meio da equação de Laplace em um sistema de coordenadas cilíndricas bipolares (Della Torre & Longo 1969). Sua intensidade é não uniforme ao longo do contato e é máxima na região da espessura mínima do filme. A intensidade do campo ao longo do contato é aproximada por:

$$H_2^* = \cos^2 \gamma \quad (1)$$

onde H_2^* é uma componente adimensional do campo magnético dada pela razão entre a intensidade do campo em um ponto qualquer ao longo do contato e a intensidade máxima do campo, que ocorre no centro do contato. O ângulo γ estabelece a posição ao longo do contato ($x_1 = -\infty$ para $\gamma = -\pi/2$; $x_1 = 0$ para $\gamma = 0$ e $x_1 = +\infty$ para $\gamma = \pi/2$). Ele é obtido através da seguinte transformação de coordenadas: $\gamma = \tan^{-1}(x_1 / \sqrt{2Rh_0})$. A derivada da intensidade do campo ao longo do contato resulta em:

$$\frac{dH_2^*}{dx_1^*} = -\frac{\sqrt{2Rh_0}}{h_0} \cos^3 \gamma \sin \gamma \quad (2)$$

onde x_1^* é a coordenada adimensional linear ao longo do contato, dada por x_1/R , h_0 é a espessura mínima do filme e R é o raio efetivo dos cilindros ($1/R = 2/R_1$, R_1 é o raio dos cilindros).

A solução acima baseia-se nas hipóteses de que (i) a magnetização do fluido é reduzida quando comparada com a intensidade do campo magnético no contato; (ii) o fluido magnético é considerado saturado, homogêneo e isotrópico; (iii) os dois cilindros são de mesmo raio; e (iv) os raios dos cilindros são considerados muito maiores que a distância que os separa na região do contato.

O PROBLEMA HIDRODINÂMICO

A solução teórica do problema de lubrificação em questão segue a abordagem clássica de Martin (Cameron 1966) para contatos lineares isotérmicos não-conformais que operam no regime de lubrificação isoviscoso rígido. Como solução de um problema de lubrificação a filme líquido entende-se a busca do perfil de pressões ao longo do contato e da capacidade de carga do mancal, que é nada mais do que uma integração do perfil de pressões. Esta solução parte do princípio de Cauchy (3) ao qual é adicionado um tensor de tensões (T) para fluidos Newtonianos (4). O resultado é a equação de Navier-Stokes, aqui apresentada em formato simplificado (5). A esta equação acrescenta-se a da continuidade (6) resultando na equação de Reynolds, já na forma utilizada na solução do caso do mancal longo (7), que é a base da maioria das soluções dos problemas de lubrificação a filmes líquidos.

$$\rho \frac{D\mathbf{y}}{Dt} = \rho \mathbf{E} + \nabla \cdot \mathbf{T} \quad (3)$$

$$\mathbf{T} = -p\mathbf{I} + \eta[\nabla\mathbf{y} + (\nabla\mathbf{y})^T] + \lambda(\nabla \cdot \mathbf{y})\mathbf{I} \quad (4)$$

$$-\nabla p + \eta \nabla^2 \mathbf{y} = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{y}) = 0 \quad (6)$$

$$\frac{d}{dx_1} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{dp}{dx_1} \right) = 6 \frac{d}{dx_1} [h(V_{11} + V_{21})] \quad (7)$$

Nelas ρ é a densidade do fluido, \mathbf{y} é a sua velocidade, t é o tempo, \mathbf{E} é a força externa que atua no elemento de fluido, p é a pressão hidrodinâmica, η a viscosidade dinâmica, λ a viscosidade extensional, h a espessura do filme, V_{11} e V_{21} são as velocidades das superfícies 1 e 2 dos cilindros na direção 1. A última equação necessária é a aproximação parabólica da forma das superfícies em contato (Cameron 1966), que é dada por $h = h_0 (1 + x_1^2 / 2Rh_0)$.

As hipóteses necessárias para a obtenção da solução analítica do problema são as seguintes: (v) o fluido é Newtoniano e (vi) obedece à relação de Stokes ($\lambda = -2/3\eta$); (vii) derivadas de segunda ordem da viscosidade são desconsideradas assim como (viii) termos de inércia e (ix) termos de magnitude muito reduzida devido à geometria do contato; (x) variações da viscosidade e (xi) da densidade através do filme são descartadas como também (xii) variações da densidade ao longo das outras duas coordenadas; (xiii) a densidade é assumida constante no tempo; (xiv) as condições de contorno para o fluido assumem que não ocorre deslizamento nas paredes, e (xv) termos de vazão lateral não são considerados (caso do mancal longo). Estas hipóteses serão todas adotadas em seguida na solução do problema ferrodinâmico.

O perfil de pressões ao longo do contato para o caso de Martin é finalmente dado por (Cameron 1966):

$$p^* = 12 \frac{\sqrt{2Rh_0}}{h_0} \frac{1}{2} \left\{ \gamma + \frac{\pi}{2} + \frac{1}{2} \sin 2\gamma - \frac{1}{\cos^2 \gamma_b} \left[\frac{3}{4} \left(\gamma + \frac{\pi}{2} \right) + \frac{1}{2} \sin 2\gamma + \frac{1}{16} \sin 4\gamma \right] \right\} \quad (8)$$

onde a pressão adimensional vale $p^* = (2Rh_0)p / \eta_0 R U$, $U = V_{11} + V_{21}$, e γ_b é a condição de contorno na saída do contato, onde a pressão torna-se novamente igual à ambiente e sua derivada em relação a γ torna-se zero.

OS PROBLEMAS FERRODINÂMICO E FERRODINÂMICO

Para que as propriedades do fluido magnético sejam consideradas, o tensor de tensões é modificado e assume uma forma assimétrica (Rosensweig 1985). Esta modificação é devida à atração que o campo exerce no fluido e ao torque aplicado nas partículas magnéticas (9). As equações necessárias para a solução do novo problema são (Rosensweig 1985): a equação do momento linear de Cauchy (3); a equação da continuidade, agora tomada para escoamentos incompressíveis (10); uma equação para o momento angular interno do fluido (11); e um modelo para a dinâmica do movimento rotacional da magnetização das partículas imersas no fluido (12).

$$\mathbf{T} = \eta [\nabla\mathbf{y} + (\nabla\mathbf{y})^T] + \lambda (\nabla \cdot \mathbf{y}) \mathbf{I} + \frac{1}{2} \epsilon \cdot \mathbf{A} - \left[p_e + \frac{\mu_0}{2} H^2 \right] \mathbf{I} + \mathbf{B} \mathbf{H} \quad (9)$$

$$\nabla \cdot \mathbf{y} = 0 \quad (10)$$

$$\rho I \frac{D\boldsymbol{\omega}}{Dt} = \rho \mathbf{G} + \nabla \cdot \mathbf{C} + \mathbf{A} \quad (11)$$

$$\frac{D\mathbf{M}}{Dt} = \boldsymbol{\omega} \times \mathbf{M} - \frac{1}{\tau_B} (\mathbf{M} - \mathbf{M}_0) \quad (12)$$

Nelas ϵ é o tensor alternante unitário, \mathbf{A} é um pseudovetor que relaciona a vorticidade do escoamento à velocidade angular média das partículas em um elemento de fluido ($\boldsymbol{\omega}$), p_e é a pressão efetiva no interior do fluido, μ_0 é a permeabilidade magnética no vácuo, H é a intensidade do campo magnético, \mathbf{B}

é a indução magnética, I é o momento de inércia médio das partículas por unidade de massa, \underline{Q} é o vetor dos torques

externos que atuam nas partículas, \underline{C} é um tensor que expressa a difusão de momento angular através das superfícies do elemento de fluido, τ_B é o tempo de relaxação Browniano da rotação das partículas magnéticas, e finalmente \underline{M} e \underline{M}_0 são as magnetizações perturbada e não perturbada do elemento de fluido. Além delas, as seguintes equações constitutivas também são necessárias:

$$\rho \underline{Q} = \mu_0 \underline{M} \times \underline{H} \quad (13)$$

$$\underline{A} = 2\zeta (\nabla \times \underline{y} - 2\omega) \quad (14)$$

$$\underline{B} = \mu_0 (\underline{H} + \underline{M}) \quad (15)$$

onde ζ é a viscosidade rotacional do fluido magnético.

Finalmente, são assumidas mais três hipóteses para a solução do problema: (xvi) termos com origem na difusão de momento angular são desprezados ($\underline{C} = 0$); (xvii) as equações de Maxwell são consideradas em seu limite estático na ausência de correntes ($\nabla \cdot \underline{B} = 0$, $\nabla \times \underline{H} = \underline{Q}$); (xviii) pressões normais (surgidas nas interfaces devido à diferença de magnetização entre meios) e pressões capilares são desprezadas. A pressão reinante no interior do fluido (chamada de pressão efetiva) também deve ser definida com base nas suas propriedades magnéticas (Rosensweig 1985), e fica:

$$p_e = p(\rho, T) - \mu_0 \int_0^H \rho^2 \left[\frac{\partial(M/\rho)}{\partial \rho} \right]_{H,T} dH \quad (16)$$

onde T é a temperatura absoluta do fluido.

A solução do problema consiste novamente na determinação do perfil de pressões ao longo do contato. Para tanto, a metodologia a ser seguida é semelhante à utilizada no caso do problema hidrodinâmico.

Inicialmente o divergente do tensor (9) é calculado e substituído em (3). O resultado é desenvolvido com o auxílio das hipóteses (vi), (vii), (viii), (ix) e (xvii) e das equações (11), (13), (14) e (15). Disso resulta uma equação semelhante à (5) acrescida de termos relativos ao campo magnético e à magnetização do fluido (17).

$$-\nabla p_e + \eta \nabla^2 \underline{y} + \mu_0 \underline{M} \cdot \nabla \underline{H} + \frac{\mu_0}{2} \nabla \times (\underline{M} \times \underline{H}) = \underline{Q} \quad (17)$$

O passo seguinte é a obtenção de uma equação que relacione a magnetização do fluido à sua vorticidade. Esta equação é extraída de (12) com o auxílio da hipótese (xiii) e das equações (11), (13) e (14). O resultado expressa a dinâmica da magnetização no interior do contato (18).

$$\underline{M} = M_0 \frac{\underline{H}}{|\underline{H}|} + \frac{\tau_B}{2} (\nabla \times \underline{y}) \times \underline{M} + \frac{\tau_B \mu_0}{4\zeta} (\underline{M} \times \underline{H}) \times \underline{M} \quad (18)$$

Um aspecto importante de (18) é que o desalinhamento entre os vetores \underline{M} e \underline{H} só ocorre se a vorticidade ($\nabla \times \underline{y}$) do escoamento for diferente de zero. Como ilustração, a Fig. 2 traz a forma como as quantidades expressas em (18) se compõe no espaço.

As equações (17) e (18) acrescidas da continuidade (10) formam um sistema que comporta três soluções diferentes. A primeira surge quando se assume que o campo magnético não está presente ($\underline{H} = 0$) ou a magnetização do fluido é nula ($\underline{M} = 0$). Este é o caso hidrodinâmico já descrito, cuja solução é (8). A segunda surge quando se considera que a partícula consegue seguir a direção do campo magnético sem qualquer desalinhamento ($\underline{M} \times \underline{H} = 0$). Dessa forma tem-se o problema

ferrohidrostático cuja solução é a (23). O último caso, que é o completo, é dito ferrohidrodinâmico e nele ocorre um desalinhamento entre a magnetização das partículas e o campo magnético.

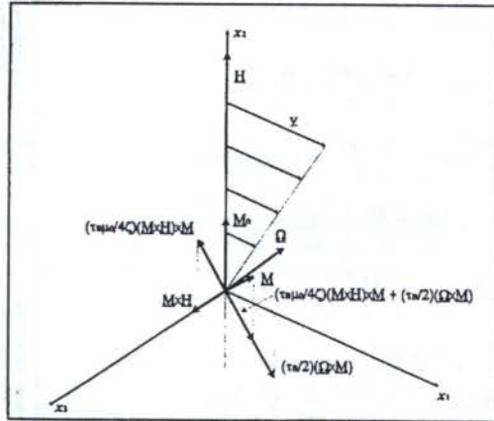


Figura 2: Termos de (18) para o caso do mancal longo ($\nabla \times \underline{y} = \underline{\Omega}$).

A partir do sistema (10), (17) e (18) é possível obter as equações (19) a (22). Estas servem de base para a obtenção de qualquer uma das soluções acima citadas.

$$\frac{dp_e^*}{dx_1^*} = \frac{d^2 v_1^*}{dx_2^{*2}} + N' M_2^* \frac{dH_2^*}{dx_1^*} + \frac{N}{2} H_2^* \frac{dM_1^*}{dx_2^*} \quad (19)$$

$$M_1^* = \frac{1}{2} \tau M_2^* \frac{dv_1^*}{dx_2^*} - \tau A N H_2^* M_1^* M_2^* \quad (20)$$

$$M_2^* = M_0^* - \frac{1}{2} \tau M_1^* \frac{dv_1^*}{dx_2^*} + \tau A N H_2^* M_1^{*2} \quad (21)$$

$$\frac{d}{dx_1^*} \int_0^{h^*} v_1^* dx_2^* = 0 \quad (22)$$

Os grupos adimensionais nelas definidos são os seguintes:

$$p_e^* = (2R h_0) p_e / \eta R U; \quad M_1^* = M_1 / M_s; \quad M_2^* = M_2 / M_s; \\ M_0^* = M_0 / M_s; \quad \tau = \tau_B U / \sqrt{2R h_0} \quad (\text{parâmetro de relaxação}); \\ A = \eta / 4\zeta \quad (\text{parâmetro de viscosidade}); N' = \mu_0 M_s H_0 h_0 / \eta U \\ (\text{primeiro parâmetro do campo magnético}); N = \sqrt{2R h_0} N' / h_0 \\ (\text{segundo parâmetro do campo magnético}); x_2^* = x_2 / \sqrt{2R h_0}; \\ v_1^* = v_1 / U. M_s \text{ é a magnetização saturada do fluido.}$$

Uma possível solução do sistema acima utiliza um método de perturbação (Chandra et al. 1992) que supõe pequenas variações em torno da solução para o caso ferrohidrostático. Nela o parâmetro de relaxação (τ) é adotado como sendo o parâmetro de perturbação. A solução básica para o problema perturbado passa a ser a (23), que é obtida fazendo $\tau = 0$. Esta solução, para o caso do campo magnético ou magnetização do fluido nulos, se reduz à solução hidrodinâmica (8). A solução para uma perturbação de até segunda ordem é então dada por (24). Nela a pressão efetiva de ordem zero ($p_e^{*(0)}$) equivale à solução para o caso ferrohidrostático (23).

$$\begin{aligned}
p_e^* &= 12 \frac{\sqrt{2Rh_0}}{h_0} \frac{1}{2} \left\{ \gamma + \frac{\pi}{2} + \frac{1}{2} \sin 2\gamma - \frac{1}{\cos^2 \gamma_b} \left[\frac{3}{4} \left(\gamma + \frac{\pi}{2} \right) + \right. \right. \\
&\quad \left. \left. \frac{1}{2} \sin 2\gamma + \frac{1}{16} \sin 4\gamma \right] \right\} + N'M_0^* \cos^2 \gamma \\
&+ \left(N'M_0^* \frac{\sin \gamma}{\cos^3 \gamma} \right) \Big|_{\gamma_b}^{\gamma} \left[\frac{3}{4} \left(\gamma + \frac{\pi}{2} \right) + \frac{1}{2} \sin 2\gamma + \frac{1}{16} \sin 4\gamma \right] \quad (23) \\
p_e^* &= p_e^{*(0)} + \tau \frac{NM_0^* \sqrt{2Rh_0}}{4R} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\gamma} \frac{dp_e^{*(0)}}{dx_1^*} d\gamma \\
- \tau \frac{NN'M_0^{*2}}{8} \cos^2 \gamma - \tau \frac{NN'M_0^{*2}}{4} \tan \gamma_b \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\gamma} \cos^4 \gamma d\gamma \\
&+ \tau^2 \frac{NM_0^* \sqrt{2Rh_0}}{4R} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\gamma} \frac{dp_e^{*(1)}}{dx_1^*} d\gamma \\
- \tau^2 \frac{N^2 M_0^{*2}}{4} \left(\frac{1}{4} + A \right) \frac{\sqrt{2Rh_0}}{R} \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\gamma} \cos^2 \gamma \frac{dp_e^{*(0)}}{dx_1^*} d\gamma \\
&+ \tau^2 \frac{N^2 M_0^{*2}}{12} \left(\frac{1}{4} + A \right) \cos^4 \gamma \\
&+ \tau^2 \frac{N^2 M_0^{*2}}{4} \left(\frac{1}{4} + A \right) 2 \cos \gamma_b \sin \gamma_b \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\gamma} \cos^4 \gamma d\gamma \\
&+ \tau^2 \frac{N^2 M_0^* \sqrt{2Rh_0}}{2h_0} (V_{21}^* - V_{11}^*) \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\gamma} \cos^3 \gamma \sin \gamma d\gamma \\
- \tau^2 \frac{N^2 M_0^* \sqrt{2Rh_0}}{2h_0} (V_{21}^* - V_{11}^*) \tan \gamma_b \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\gamma} \cos^4 \gamma d\gamma + o(\tau^3) \quad (24)
\end{aligned}$$

RESULTADOS E CONCLUSÕES

A solução numérica aproximada do caso ferrohidrodinâmico (admitindo valores realistas para os parâmetros adimensionais) mostra que o perfil de pressões tanto pode ser aumentado quanto reduzido, dependendo das propriedades viscosas e magnéticas do fluido e da intensidade do campo magnético. Estes resultados podem ser expressos em função de um grupo adimensional

$P = NA\tau = \pi \mu_0 M_d d^2 H_0 / 12kT$ (Rosensweig 1985) onde M_d é a magnetização no estado saturado do material magnético, d é o diâmetro médio das partículas, H_0 é a intensidade máxima do campo magnético que cruza o contato, e k é a constante de Boltzman.

O impacto causado pela inclusão do fluido magnético e do campo manifesta-se como uma alteração da forma do perfil de pressões ao longo do contato. A Fig. 3 apresentam a razão entre a pressão desenvolvida na presença do campo magnético e a pressão em sua ausência para três casos. No primeiro ($P = 0,797$) há um acréscimo de pressão ao longo da maior parte do contato e no segundo ($P = 3,601$) há um decréscimo na pressão (DeSouza 1993). No terceiro caso ($P = 1,992$) a relação entre as pressões é praticamente a mesma ao longo do contato. A relação igual a 1 significa que as pressões são idênticas ou que o campo magnético e/ou a magnetização do fluido estão ausentes.

As variações da pressão podem ser traduzidas, para efeito de análise, em variações da viscosidade do fluido. Esta nova viscosidade é denominada "viscosidade aparente". A Figura 4 mostra a razão entre esta viscosidade e a viscosidade nominal do fluido em função do parâmetro P. Os pontos nela mostrados foram obtidos a partir de uma série de casos nos quais os grupos adimensionais foram variados dentro de faixas fisicamente factíveis. Em alguns casos, para um mesmo valor de P foram obtidos diferentes valores para a razão de viscosidades. Os resultados sugerem que há um incremento da viscosidade para P inferior a 2 e um decréscimo para P superior a 2.

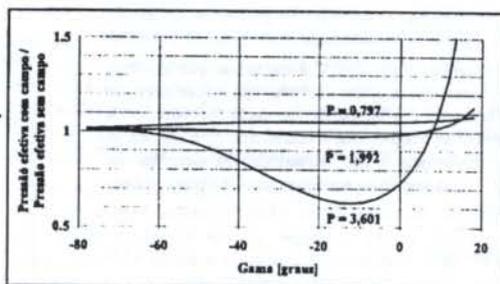


Figura 3: Razões entre as pressões efetivas.

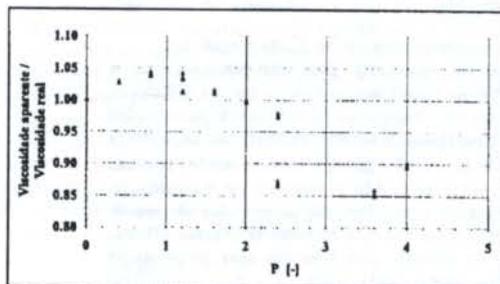


Figura 4: Razão entre as viscosidades aparente e real em função de P.

REFERÊNCIAS

- Cameron, A., Principles of Lubrication, Longmans, London, 1966.
- Chandra, P. et al., "Ferrofluid lubrication of a journal bearing considering cavitation", Tribology Transactions 35 (1), pp. 163-169, 1992.
- Della Torre, E.; Longo, C.V., The Electromagnetic Field, Allyn and Bacon, Boston, 1969.
- DeSouza, P.N., Using Ferro-Magnetic Fluids to Lubricate Non-Conformal Isothermal Contacts, Doctor of Philosophy Thesis, Cranfield Institute of Technology, England, 1993. [no Brasil: INPE-5520-TAE/021].
- Rosensweig, R.E. "Fluid dynamics and science of magnetic liquids", Advances in Electronics and Electron Physics, vol. 48, pp. 103-199, 1979.
- Rosensweig, R.E. "Phenomena and relationship of magnetic fluid bearings", Thermomechanics of Magnetic Fluids, pp. 231-253, Hemisphere, Washington, 1978.
- Rosensweig, R.E. Ferrohydrodynamics, Cambridge University Press, New York, 1985.

ABSTRACT

Magnetic fluids react to magnetic fields by developing pressure gradients and, in some cases, by changing its apparent viscosity. This work describes their properties, presents the equations that describe their behaviour and applies then to the case in which a magnetic fluid lubricating film is introduced in a linear contact crossed by a non-uniform magnetic field. It is shown that the presence of the magnetic field can either increase or decrease the film thickness and that these changes depend on the fluid properties and on the magnetic field intensity.

UMA METODOLOGIA PARA A DETERMINAÇÃO DA CONFIABILIDADE DE MANCAIS DE ROLAMENTO SUJEITOS A VARIAÇÕES DE CARGA, ROTAÇÃO E TEMPERATURA

Petrônio Noronha de Souza
Divisão de Mecânica Espacial e Controle - DMC
Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE

RESUMO

Este trabalho apresenta uma metodologia para determinar de forma sistemática a confiabilidade de mancais de rolamento dotados de lubrificação líquida submetidos a ciclos de operação nos quais variam a carga, a rotação e a temperatura de operação. A técnica baseia-se no conhecimento detalhado dos ciclos de operação e na determinação do valor do coeficiente de correção da vida do mancal (a_1) que os leva em consideração. De posse da vida corrigida e da vida desejada do mancal sua confiabilidade é avaliada por meio do coeficiente de confiabilidade (a_2).

INTRODUÇÃO

O projeto de um mancal utilizando rolamentos freqüentemente precisa atender a objetivos conflitantes. Alta rigidez, pequenas dimensões, alta confiabilidade e vida longa são algumas das exigências usualmente encontradas.

Sob o ponto de vista da confiabilidade, o problema da especificação de um rolamento pode tornar-se bastante complexo se as condições de operação não forem constantes. As normas referentes aos rolamentos embora ofereçam há tempos coeficientes que ajudam a particularizar uma dada aplicação, não são de grande utilidade no caso de ciclos de operação nos quais a carga, a rotação e a temperatura variam continuamente. Nestes casos parâmetros fundamentais como a carga no contato e a espessura do filme de lubrificante não são constantes e é então necessário dispor de uma técnica que permita analisar o ciclo de operação do mancal de forma global.

Este trabalho trata o problema acima para o caso de rolamentos dotados de lubrificação líquida e propõe um procedimento sistemático para a determinação da sua confiabilidade. A metodologia proposta utiliza somente conceitos e procedimentos já consolidados na literatura e procura unificá-los de forma a facilitar a sua aplicação. Quando existe a necessidade de particularizar a abordagem para um rolamento em particular, isto é feito para o caso de rolamentos de esferas de contato angular que é o tipo mais encontrado em mecanismos espaciais. Um mecanismo deste tipo foi o projeto motivador deste trabalho.

METODOLOGIA

A formulação básica adotada para a determinação da vida de um rolamento é a proposta conjuntamente pela ANSI/AFBMA e ISO (Zaretsky 1992) dada por:

$$L = a_1 a_2 a_3 L_{10} \quad (1)$$

Esta equação é normalmente aplicada naqueles casos em que as condições de operação são virtualmente constantes. Neste caso a vida L_{10} é obtida com base na carga dinâmica admissível (C) e na carga dinâmica radial equivalente média aplicada no mancal (P). Em seguida seu valor é corrigido por três coeficientes de acordo com a confiabilidade desejada (a_1), o material utilizado (a_2) e as condições de operação (a_3). O

resultado final é um novo valor para a vida do rolamento que retrata com maior precisão os objetivos da aplicação e as condições de operação.

O método aqui proposto generaliza a determinação da confiabilidade para o caso em que as condições de operação (carga, rotação e temperatura) mudam continuamente. Esta generalização considera que o coeficiente a_1 muda a cada instante e tem como objetivo calcular seu valor médio. Este coeficiente médio é então utilizado para corrigir a vida L_{10} do rolamento. A abordagem teórica que permite avaliar a_1 é baseada apenas nos aspectos relativos à lubrificação do rolamento. Não são quantificados os problemas causados por contaminação, desalinhamentos, carregamentos dinâmicos, distorções térmicas, folgas indevidas, ou tensões residuais. A vida obtida é então comparada à duração da missão o que leva à determinação do coeficiente a_1 e da confiabilidade do rolamento. A confiabilidade obtida é então composta com a dos outros rolamentos do mancal. O valor apurado pode então ser utilizado na determinação da confiabilidade do equipamento integrado pelo mancal.

Nos casos aqui tratados o coeficiente a_2 é tomado igual a 1 pois os catálogos modernos já o incorporaram à carga dinâmica admissível (Zaretsky 1992).

Para dar suporte aos cálculos acima descritos, torna-se necessário dispor de procedimentos para a determinação dos parâmetros abaixo listados. Esta lista também indica a seqüência de cálculo da metodologia aqui proposta:

- a) geometria do contato lubrificado em função do rolamento e das cargas;
- b) viscosidade do lubrificante e sua derivada em função da temperatura;
- c) espessura do filme central de lubrificante (h_c) como função da geometria, das cargas e da viscosidade do lubrificante;
- d) correção da espessura do filme considerando efeitos térmicos e de ressecamento (ϕ_{T2});
- e) fator Λ em função da relação entre a espessura do filme e a rugosidade média das superfícies (σ);
- f) coeficiente a_3 em função do fator Λ ;
- g) coeficiente \tilde{a}_3 em função do coeficiente a_3 instantâneo e carga dinâmica radial equivalente média em função do ciclo de operação;
- h) vida L_{10} do rolamento em função da carga dinâmica radial equivalente média;
- i) coeficiente a_1 em função da vida $\tilde{a}_3 L_{10}$ e da duração da missão;

j) *confiabilidade* do rolamento obtida a partir do coeficiente a_1 .

Neste trabalho parte destes procedimentos será transcrita da literatura. Outra parte, por ser demasiadamente extensa, terá apenas suas referências mencionadas.

A geometria do contato é obtida utilizando a abordagem de Hamrock & Dowson (1981) para o caso específico de mancais de esferas de contato angular em montagem "back-to-back", que é o caso mais usual das aplicações espaciais. Isto não impede a aplicação do método aqui descrito para o caso de outros rolamentos e mancais. A viscosidade do óleo é interpolada pela curva de Walther (Klamann 1984). A espessura do filme de lubrificante é calculada por meio das interpolações obtidas por Hamrock & Dowson (1981) e a correção para efeitos térmicos e de ressecamento é a descrita por Harris (1984). O fator Λ e o coeficiente a_1 são calculados de acordo com Tallian (1981) e as confiabilidades superiores a 90% correspondentes aos coeficientes a_1 são obtidas com base nas curvas propostas por Harris (1984).

EQUACIONAMENTO FUNDAMENTAL

Geometria do contato lubrificado. Como geometria do contato entende-se o conjunto de dados geométricos necessários para determinar o ângulo de contato, a espessura do filme de lubrificação e as dimensões da elipse de contato. Os dados que independem da carga aplicada estão, em sua maioria, disponíveis nos catálogos dos rolamentos (diâmetro d e número de esferas n), passo diametral do rolamento (d_p), ângulo de contato inicial (β_0), módulos de elasticidade (E) e Poisson (ν) dos materiais das pistas e das esferas). As conformidades dos contatos interno (f_i) e externo (f_e) devem ser medidas ou estimadas. As quantidades que dependem da carga aplicada, e que devem ser calculadas são: as somas de curvatura dos contatos interno e externo (R_i e R_e); os raios de curvatura efetivos nos dois contatos e nas duas direções (R_{xix} , R_{xix} , R_{yiy} , R_{yiy}); os parâmetros de elipticidade dos dois contatos (κ_i e κ_e); e o ângulo de contato do rolamento carregado (β).

Viscosidade do lubrificante em função da temperatura. A equação interpoladora aqui utilizada é a de Walther (Klamann 1984), dada por:

$$\log \log (\nu + c) = K - m \log T \quad (2)$$

na qual ν é a viscosidade cinemática [mm²/s], T é a temperatura absoluta [K], K e m são coeficientes a determinar, e c é uma constante assumida como 0,8. A viscosidade necessária para a determinação da espessura do filme é a viscosidade dinâmica [Pa.s], dada por:

$$\eta(T) = \rho \left\{ 10^{[10^{(K-m \log T)}]} - c \right\} \times 10^{-6} \quad (3)$$

onde ρ é a densidade do óleo. Para a determinação da correção da espessura do filme devido aos efeitos térmicos também é necessária a derivada da viscosidade dinâmica em relação à temperatura, dada por:

$$\frac{\partial \eta}{\partial T} = \frac{\rho m \ln 10}{T} \times 10^{[10^{(K-m \frac{\ln T}{\ln 10})}]} \times 10^{(K-m \frac{\ln T}{\ln 10})} \times 10^{-6} \quad (4)$$

Espessura central do filme de lubrificante. A espessura central do filme de lubrificante é obtida por meio da equação interpoladora de Hamrock & Dowson (1981):

$$H_c = 2,69 U^{0,67} G^{0,53} W^{0,067} (1 - 0,61 e^{-0,73 \kappa_e}) \quad (5)$$

Os parâmetros adimensionais utilizados são:

Filme: $H_c = h_c / R_{x1}$;

Velocidade: $U = \eta u / E' R_{x1}$ onde u é a velocidade de entrada do lubrificante no contato dada por $u = [d_e^2 - d^2 \cos(\beta)] \omega / 4 d_e$ e E' é o módulo de elasticidade efetivo do contato;

Material: $G = \alpha E'$ onde α é o coeficiente pressão-viscosidade do lubrificante;

Carga: $W = F / E' R_{x1}^2$ onde $F = F_a / n \sin(\beta)$.

Cabe salientar que (5) aplica-se somente para o caso de contatos que operam no regime elastohidrodinâmico de lubrificação. É aconselhável que seja feita uma verificação do regime de operação do contato ao longo de toda a faixa de cargas, velocidades e temperaturas. Esfahanian & Hamrock (1991) apresentam uma abordagem compacta e atualizada do problema.

Correção da espessura central do filme de lubrificante. A espessura do filme obtida no parágrafo anterior não considera os efeitos térmicos e de ressecamento (Harris 1984). Como *efeito térmico* entende-se a redução momentânea da espessura do filme devido ao aquecimento sofrido pelo lubrificante ao longo do contato. O *ressecamento*, por sua vez, ocorre devido ao suprimento inadequado de lubrificante, presente no caso de rolamentos lubrificadas com graxa ou dotados de lubrificação permanente com reduzidas quantidades de óleo.

O fator de correção utilizado engloba os dois fenômenos simultaneamente e é expresso por:

$$\varphi_{TS} = \varphi_T \left\{ 1 - \frac{1}{(4,6 + 1,15L^{0,6}) \left[\left(\frac{0,6345}{\varphi_T} \right) \left(\frac{0,37}{1 - 0,0011} \right) \right]} \right\} \quad (6)$$

onde $\varphi_T = (1 + 0,39L^{0,548})^{-1}$ e $L = -u^2 (d\eta/dT) / k_b$.

A constante k_b é a condutividade térmica do lubrificante. A derivada da viscosidade dinâmica é calculada na temperatura de operação.

As fórmulas acima foram inicialmente desenvolvidas para contatos lineares mas devido ao alto grau da elipticidade dos contatos encontrados em rolamentos de esferas, também pode ser utilizada neste tipo de contato (Gupta 1984). Dessa forma, a espessura central do filme de lubrificante passa a ser dada por:

$$h_c = \varphi_{TS} R_{x1} H_c \quad (7)$$

O fator Λ . O fator Λ é definido por (Tallian 1981):

$$\Lambda = h_c / \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2} \quad (8)$$

onde σ_1 e σ_2 são as rugosidades médias rms das superfícies em contato.

Embora ao longo dos cálculos sejam obtidos valores para Λ ao longo de uma faixa bastante larga, ele só é efetivamente considerado dentro da faixa $0,4 \leq \Lambda \leq 3,0$. Fora dela ele é admitido constante com o valor superior ou inferior da faixa acima.

O coeficiente a_1 . O coeficiente a_1 neste caso é obtido a partir do fator Λ mediante uma série de hipóteses que relacionam, entre outros parâmetros, a pressão no contato e

algumas estatísticas que descrevem sua rugosidade. Seu valor pode levar a uma redução ou ampliação da vida esperada. Tallian (1981) descreve a abordagem em detalhe e apresenta um caso exemplo no qual uma série de parâmetros estatísticos típicos são fornecidos e que foram aqui tomados como base de cálculo e seu resultado é mostrado na Fig. 1. É importante lembrar que a forma exata da curva depende da pressão no contato considerado, embora sua forma geral seja bastante conhecida e amplamente utilizada na literatura que trata dos fatores de correção descritos em (1) (Zaretsky 1992).

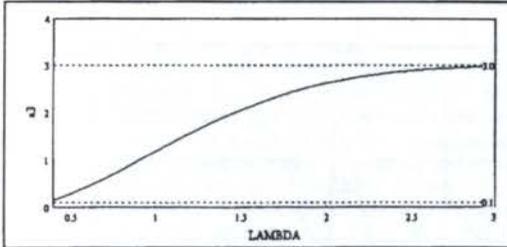


Figura 1: Coeficiente a_3 em função do fator Λ .

O coeficiente \bar{a}_3 e a carga equivalente média. Dada a equação fundamental para a vida de um rolamento de esferas com confiabilidade de 90%:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (9)$$

e supondo um regime de operação constituído por uma série de intervalos $i = 1, 2, \dots, n$ de duração Δt_i , nos quais a carga dinâmica radial equivalente é P_i e a rotação ω_i , pode-se então escrever para cada intervalo

$$L_{10i} = \left(\frac{C}{P_i}\right)^p \quad (10)$$

que é a vida estimada para o rolamento se as condições presentes no intervalo em questão vigorarem permanentemente. O que ocorre de fato é que ao longo das voltas dadas pelo rolamento durante o intervalo i uma fração fixa da vida total é consumida. A soma do número de voltas a cada intervalo leva à vida total, assim:

$$\sum_{i=1}^n \frac{|\omega_i| \Delta t_i}{L_{10i}} = 1 \quad (11)$$

que, com o auxílio de (10) fica:

$$\sum_{i=1}^n |\omega_i| \Delta t_i P_i^p = C^p \quad (12)$$

Se se considera a carga indicada em (9) como sendo uma carga média ao longo de todo o ciclo de trabalho, e se esta equação é substituída em (12) tem-se:

$$\sum_{i=1}^n |\omega_i| \Delta t_i P_i^p = L_{10} \bar{P}^p \quad (13)$$

que, com o auxílio da definição $L_{10} = \sum_{i=1}^n |\omega_i| \Delta t_i$ leva a:

$$\bar{P} = \left(\frac{\sum_{i=1}^n |\omega_i| \Delta t_i P_i^p}{\sum_{i=1}^n |\omega_i| \Delta t_i} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (14)$$

Esta equação pode ser estendida para o caso da variação contínua da carga e da velocidade ao longo de um período T . Assim sendo a carga dinâmica radial equivalente média passa a ser dada por:

$$\bar{P} = \left(\frac{\int_0^T |\omega(t)| P(t)^p dt}{\int_0^T |\omega(t)| dt} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (15)$$

Em seguida a vida pode ser redefinida para, com a mesma confiabilidade anterior, incluir o fator de correção a_{3i} . Assim:

$$L'_{10i} = a_{3i} L_{10i} \quad (16)$$

que passa agora a considerar, entre outros, a relação entre o filme de lubrificante e a rugosidade média das superfícies em contato. Se agora a (12) for reescrita com o auxílio da (16) o resultado é:

$$\sum_{i=1}^n \frac{|\omega_i| \Delta t_i P_i^p}{a_{3i}} = C^p \quad (17)$$

Considerando agora (9) em termos de uma nova carga dinâmica radial equivalente média, (17) pode ser reescrita em um formato semelhante ao da (15):

$$\bar{P}' = \left(\frac{\int_0^T \frac{|\omega(t)| P(t)^p}{a_3(t)} dt}{\int_0^T |\omega(t)| dt} \right)^{\frac{1}{p}} \quad (18)$$

Se (16) for agora tomada em termos de valores médios tem-se: $L'_{10} = \bar{a}_3 L_{10}$ ou, graças a (9)

$$(C/\bar{P}')^p = \bar{a}_3 (C/\bar{P})^p \quad (19)$$

que pode agora expressar o valor do coeficiente \bar{a}_3 , na forma $\bar{a}_3 = (\bar{P}'/\bar{P})^p$ que, com o auxílio de (15) e (19), fica:

$$\bar{a}_3 = \frac{\int_0^T |\omega(t)| P(t)^p dt}{\int_0^T |\omega(t)| P(t)^p dt} \quad (20)$$

A Eq. (20) permite que o coeficiente médio \bar{a}_3 seja obtido com base nos seus valores instantâneos.

A vida L_{10} . A vida para uma confiabilidade igual a 90% e sem qualquer fator de correção é determinada pela Eq. (9) onde a carga dinâmica radial equivalente média é calculada através da (15). Deve ficar claro que a cada instante esta carga depende dos valores dos esforços radial e axial que atuam sobre o rolamento e que sua composição é feita através da equação $P_i = X_i F_{ri} + Y_i F_{ai}$ onde os coeficientes X_i e Y_i são extraídos do catálogo do rolamento ao se considerar a relação entre as cargas radial (F_r) e axial (F_a) e também o ângulo de contato de operação (β_i). A capacidade de carga dinâmica C é também extraída do catálogo do rolamento.

O coeficiente a_1 e a confiabilidade s do mancal. O coeficiente de correção a_1 é função da confiabilidade desejada para o rolamento. Ele vale 1 se ela for de 90% ($s = 0,9$), que é o caso da vida L_{10} . Para confiabilidades superiores a 90% ($s > 0,9$) Harris (1984) recomenda para a_1 os valores dados por (21), (22) e (23) nas quais $0,9000 < s < 0,9500$, $0,9500 \leq s < 0,9990$ e $0,9990 \leq s < 0,9999$, respectivamente. A confiabilidade do mancal completo é dada pelo produto da confiabilidade de cada um dos rolamentos isolados.

$$a_1 = \left[\ln\left(\frac{1}{s}\right) + 0,013 / \ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1,1} \quad (21)$$

$$a_1 = \left\{ e^{0,690 \ln\left[0,328 \ln\left(\frac{1}{s}\right)\right]} / \ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right\}^{1,1} \quad (22)$$

$$a_1 = \left[0,004 / \ln\left(\frac{1}{0,9}\right) \right]^{1,1} \quad (23)$$

EXEMPLO

Nesta secção são apresentados os resultados para o caso de um mancal de dois rolamentos de contato angular 6062 de qualidade ISO P4 de aço AISI 440C em montagem "back-to-back" com as seguintes características: $d = 4,762$ mm; $n = 11$; $d_e = 23,5$ mm; $\beta_0 = 13^\circ$; $E = 2 \times 10^{12}$ Pa; $\nu = 0,3$; $f_i = 0,518$; $f_o = 0,532$; $\sigma_1 = \sigma_2 = 0,1 \times 10^{-6}$ m e pré-carga sólida suposta constante igual a 150 N.

No caso aqui simulado o mancal é submetido a um ciclo de velocidades de 100 minutos (Fig. 2). Nele a velocidade angular em rpm vai de 0 a 2000 em uma parábola, de 2000 a -1500 em uma reta e em seguida existem dois patamares, um de 50 e outro de -1500 rpm. O ciclo de temperaturas tem a mesma duração e é dado por uma senóide com média em 20°C e amplitude de 50°C . A viscosidade do lubrificante, quando submetido a este ciclo de temperaturas, comporta-se como mostrado na Fig. 3. Os coeficientes de interpolação são $K = 8,4142$ e $m = 3,2762$. Para o lubrificante foram adotados: $\rho = 950$ kg/m³; $\alpha = 2,7 \times 10^{-8}$ m²/N; e $k_b = 0,1385$ W/mK.

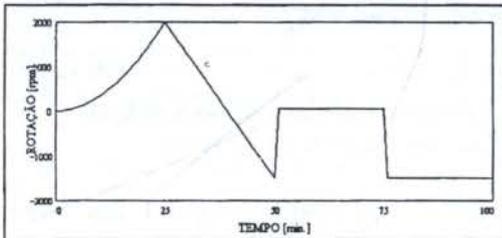


Figura 2: Ciclo de velocidades.

A seqüência de cálculo proposta tem início pela avaliação da geometria do contato que, além de vários parâmetros intermediários, resulta em um ângulo de contato de operação $\beta = 16,44^\circ$. Em seguida são calculados a cada instante: a espessura adimensional do filme (H_e); sua correção (φ_{r2}); o fator Λ (Fig. 4); e o coeficiente a_1 (Fig. 5).

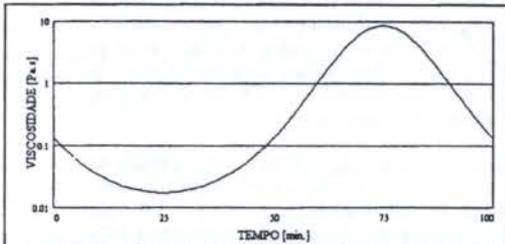


Figura 3: Ciclo de viscosidades.

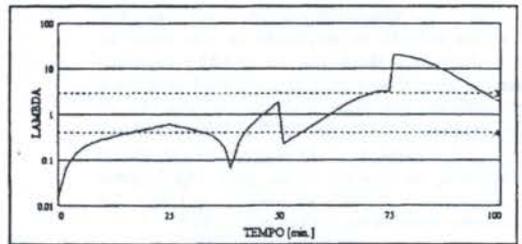


Figura 4: Ciclo do fator Λ .

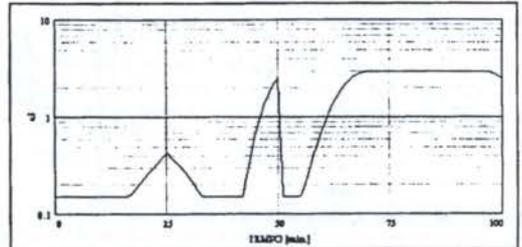


Figura 5: Ciclo do coeficiente a_1 .

Finalmente é obtido o coeficiente $\lambda_3 = 0,4647$, o que leva a uma redução da vida L_{10} . Isto indica que as condições de operação são mais restritivas que aquelas consideradas "usuais". O valor da vida após esta redução é de $2,9335 \times 10^8$ rev..

A duração da missão é de 10.000 ciclos e o coeficiente a_1 que dela deriva vale 0,2636. A confiabilidade s para um rolamento é obtida com o auxílio da (22) e vale 0,9861.

O resultado final da análise é a confiabilidade do mancal completo (dois rolamentos) nas condições de operação estipuladas. Seu valor é de 97,25%.

REFERÊNCIAS

- Esfahanian, M; Hamrock, B.J., "Fluid-film Lubrication Regimes Revisited", *Tribology Transactions*, Vol. 34, 4, pp. 628-632, 1991.
- Gupta, P.K., *Advanced Dynamics of Rolling Elements*, Springer-Verlag, Berlin, 1984.
- Hamrock, B.J.; Dowson, D., *Ball Bearing Lubrication - The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts*, Wiley, New York, 1981.
- Harris, T.A., *Rolling Bearing Analysis*, 2nd ed., Wiley, New York, 1984.
- Klamann, D., *Lubricants and Related Products*, Verlag Chemie, Florida, 1984.
- Tallian, T.E., "Rolling Bearing Life Modifying Factors for Film Thickness, Surface Roughness, and Friction", *Journal of Lubrication Technology*, Vol. 103, pp. 509-520, 1981.
- Zaretsky, E.V. (Editor), *STLE Life Factors for Rolling Bearings*, STLE Publications, Illinois, 1992.

ABSTRACT

This work presents a method to calculate the reliability of liquid lubricated ball bearings undergoing duty cycles whose load, speed and temperature are variable. The approach is based on the detailed knowledge of the duty cycle and on the determination of the variations that they impose to the life correcting coefficient for operating conditions a_1 . The bearing reliability is calculated using the reliability coefficient a_1 that is obtained from the expected life of the bearing and the life of the equipment.

VALORACION Y CUANTIFICACION DEL COMPORTAMIENTO DE MATERIALES BASE Y PROYECTADOS POR PLASMA EN CALDERAS QUEMANDO CARBON PULVERIZADO COMO CONSECUENCIA DEL ANALISIS DE LOS FENOMENOS DE DESGASTE

Higuera Hidalgo, Valentín - Departamento Energía
Escuela Superior Marina Civil. Universidad de Oviedo. España
Fernández Rico, Esteban - Departamento de Construcción e Ingeniería de Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad de Oviedo. España
Belzunce Varela, Javier - Departamento Ciencia de los Materiales
Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales. Universidad de Oviedo. España

RESUMEN

El trabajo que se presenta aborda el comportamiento de materiales como aceros al carbono e inoxidables empleados en calderas, así como el de estos mismos materiales cuando son recargados mediante proyección térmica por arco plasma con capas constituidas por aleaciones micropulverizadas base níquel, base hierro y cromo-níquel, sometidos todos ellos a las condiciones de servicio reinantes en una caldera quemando carbón pulverizado. Se obtiene así la valoración y cuantificación del comportamiento de dichos materiales mediante el análisis de los fenómenos de desgaste que tienen lugar para distintas condiciones de servicio y temperaturas de trabajo desde las más moderadas hasta las más extremas de 1073 °K. Asimismo, se determinan fenómenos asociados a los procesos de desgaste como la incubación o ingesta de cenizas volantes, junto con ensayos de control y caracterización de los materiales base utilizados y las capas protectoras anti-desgaste proyectadas por plasma.

Palabras clave: recubrimiento, proyección plasma, fatiga térmica, calderas, cenizas volantes, erosión.

1. INTRODUCCION

El desgaste de los materiales que conforman los elementos de transferencia calorífica, auxiliares y estructurales en una caldera, es considerada una de las principales causa de paradas forzosas. Dicho desgaste se justifica fundamentalmente en base a una acción erosiva de las cenizas volantes y a fenómenos de corrosión.

La falta de fiabilidad expuesta junto con los costos de reparación y sustitución de materiales en las calderas, hace pensar en el desarrollo de sistemas de mantenimiento predictivo como consecuencia del análisis de los fenómenos de desgaste, así como la identificación de un sistema de protección que alargue la vida en servicio de los materiales de las calderas.

El empleo de combustibles fósiles en calderas plantea la necesidad de estudios e investigaciones acerca de la problemática creada por los residuos de la combustión sobre la vida de los elementos sobre los que actúan.

2. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

2.1. MATERIALES

2.1.1 Substratos.

Los aceros al carbono con contenido en carbono medio del 0,35%, encuentran una aplicación considerable en calderas, especialmente en las paredes de agua de las mismas. Para condiciones más severas de servicio en cuanto a temperaturas (823 a 873 °K) y donde existan ataques por erosión y corrosión, se emplean los aceros inoxidables de estructura austenítica como el acero AISI 304 (18 Cr/8 Ni) (Gutiérrez 1993).

En el presente trabajo se emplearon como substratos, los siguientes materiales:

- aceros al carbono (AISI 1025 y 1045)
- acero inoxidable (AISI 304)

2.1.2 Recubrimientos.

Los recubrimientos son más rápidos de instalar y más económicos que la sustitución completa o parcial de los tubos u otros elementos de la caldera

Asimismo, deben proporcionar períodos de protección plenamente identificados a fin de establecer un programa económico de mantenimiento y aumentar la fiabilidad del proceso energético. (Hocking et al, 89)

Se emplearon tres aleaciones comerciales como materiales de recubrimiento para su deposición mediante proyección térmica por plasma (Tabla 1);

Tabla 1 : Composición aleaciones en peso

Capa:	%Ni	%Cr	%Al	%Mo	%Fe
Tipo A	72,5	9	7	5,5	5
Tipo B	-	27,5	6	2	64,5
Tipo C	50	50	-	-	-

El equipo de proyección utilizado fué un METCO dotado de una potencia de 80 Kw.

Como gas plasmógeno se empleó nitrógeno y como gas secundario hidrógeno. La proyección se llevó a cabo manteniendo constantes en todo momento los parámetros del proceso mediante un útil de recarga diseñado al efecto, hasta obtener un espesor medio de 540 a 560 µm. La microfotografía de la figura 1; muestra una sección transversal de una de las capas proyectadas.

Los recubrimientos así obtenidos satisfacen los requisitos de idoneidad exigidos para su utilización en el campo que nos ocupa. Así y como posteriormente se demostrará, presentaron una elevada fuerza de anclaje al substrato, una elevada densidad y baja porosidad, una mejora en el comportamiento tribológico de materiales de baja calidad, todo ello sin degradar las características mecánicas de los materiales base sobre los que fueron proyectados.

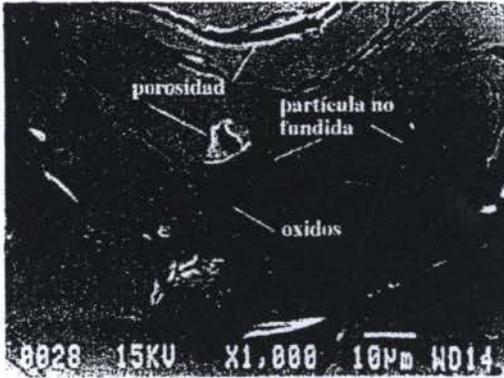


Figura 1: Morfología típica de un recubrimiento base hierro proyectado por plasma.

2.1.3 Materiales erosivos.

Cuando se quema un carbón pulverizado en un hogar (hogar de "ceniza seca"), alrededor del 80% de la ceniza abandona el hogar de la caldera en suspensión en la masa gaseosa formada en la combustión. Como consecuencia de ello, los tubos de la caldera, tanto de las paredes de agua como de las zonas del recalentador, sobrecalentador, economizador y calentadores de aire, se hallan expuestos a un elevado flujo de cenizas, dotadas éstas, de una alta energía cinética (velocidades de 5 a 20 m/s), e impactando con distintos ángulos (α) sobre las superficies de los tubos de la caldera y de elementos estructurales y auxiliares.

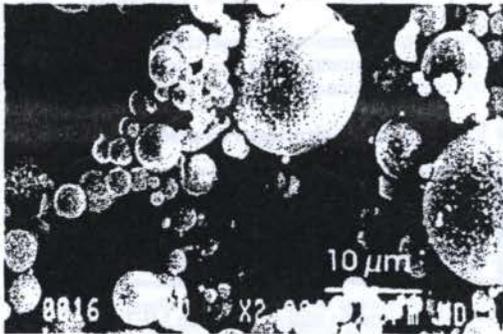


Figura 2: Microfotografía de una ceniza volante

Tabla 2 Porcentajes en peso de los constituyentes de las cenizas empleados en los ensayos, determinados mediante análisis por dispersión (EDS).

SiO ₂	Al ₂ O ₃	Fe ₂ O ₃	CaO	MgO
45,5	25,0	13,5	6,5	1,0
K ₂ O	SO	TiO ₂	Na ₂ O	P ₂ O ₅
5,0	1,0	1,5	0,4	0,6

Aunque las partículas de ceniza volante son normalmente muy finas (entre 0,2 y 200 μ m, figura 2) y de forma esférica, no debe ignorarse la erosión debida a las mismas ya que son altamente abrasivas, dado que en su mayor parte están constituidas por óxidos de silicio y aluminio (Tabla 2). La erosión se convierte en un problema importante cuando las partículas se concentran en una zona localizada, como en los cambios de dirección de la corriente gaseosa resultante de la combustión.

2.2 DESCRIPCIÓN DE LOS ENSAYOS

La simulación del comportamiento en servicio de los materiales se llevó a cabo en una unidad de combustión de laboratorio (figuras 3 y 4). Se empleó como combustible gas propano efectuándose combustiones con atmósferas de valores medios: %CO₂ (10,5 a 11,6); CO ppm (4 a 68); %O₂ (3 a 5); NO ppm (20 a 60); NO₂ (1 a 5) y N₂ (bal.), determinados a través de un analizador de gases computerizado IMR 3000P. Las temperaturas de trabajo a las que fueron sometidos los materiales se determinaron mediante termopares tipo K y E, instalados "in-situ".

La realización de los ensayos de erosión se efectuaron mediante una inyección dosificada de cenizas procedentes de una central térmica de 900 MW (550 + 350 MW) ubicada en la región, para ello fué preciso diseñar y fabricar un alimentador-dosificador de ceniza a la unidad de combustión (2, en la figura 3). El proceso de dosificación y transporte diseñados, permite una inyección de ceniza en forma fluidificada de manera continua y en la misma cantidad a la que poseen los gases de post-combustión en una caldera quemando carbón pulverizado (25 a 30% del peso de combustible alimentado), mediante el control de dos variables como son la presión del aire de transporte y la velocidad de giro del husillo alimentador de doble paso.

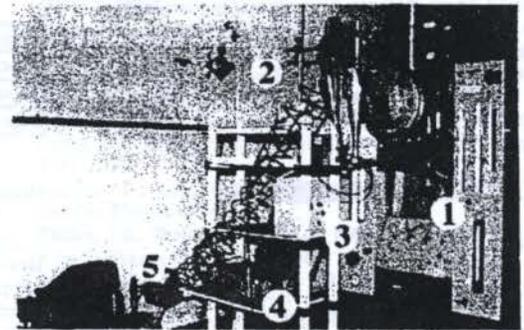


Figura 3: Conjunto de ensayo unidad de combustión-alimentador.

1. Unidad de combustión. 2. Equipo alimentador-dosificador 3. Fuente alimentación y variador de velocidad 4. Analizador electrónico de atmósfera en punto ensayo 5. Unidad de compresión y almacenamiento de aire de transporte y fluidificación de las partículas.

Los ensayos a temperaturas de 673, 873 y 1073 °K, fueron realizados para un tiempo continuado en servicio de 1, 3, 6 y 9 h. En el caso particular de la temperatura de trabajo a 1073°K, se realizaron además ensayos cíclicos de fatiga térmica consistentes en 5 ciclos de calentamiento a la temperatura ya citada seguido cada uno de ellos por otros 5 ciclos de enfriamiento con una duración de una hora por ciclo. Los ensayos se llevaron a cabo sobre dos probetas de forma simultánea. Finalizadas las pruebas en caldera, las probetas fueron analizadas con el fin de determinar su porosidad (ASTM E 562); microdureza Vickers; pruebas micrográficas ópticas y electrónicas, junto con microanálisis por espectrometría de rayos X, mediante sondas de dispersión EDS ; y, ensayos de adherencia de acuerdo a la norma ASTM C 633 .

Previo a los ensayos de erosión se llevaron a cabo ensayos de oxidación sobre probetas a las temperaturas de 873 y 1073°K durante un tiempo continuado de 9 h., a fin de determinar las ganancias de peso tanto de los sustratos como de las capas proyectadas.

Los ensayos de erosión se llevaron a cabo adoptando los valores representados en la Tabla 3.

Tabla 3: Características ensayos erosión

Temperaturas	873 y 1073 °K
Angulos impacto	30 y 90°
Masa partículas	1200 a 1400 g/h.
Tiempo ensayos	9 h.
Velocidad gases	3,93 a 4,62 m/s.
Zona exposición	radiación (hogar caldera)



Figura 4: Detalle de la realización de un ensayo de erosión a una temperatura de 1073°K y un ángulo de impacto de las partículas de ceniza volante de $\alpha = 90^\circ$, en el interior de la unidad de combustión.

Asimismo, se hizo preciso efectuar una nueva serie de ensayos que hemos denominado "ensayos de incubación". La microporosidad superficial inherente a las capas facilita la ingestión o incubación de partículas erosivas, cuando aquellas superficies son sometidas al impacto de cenizas volantes a diferentes ángulos y temperaturas.

3 RESULTADOS Y DISCUSION

3.1 INFLUENCIA DE LA TEMPERATURA Y DE LA FATIGA TERMICA

3.1.1 Sobre la microdureza

La Tabla 4, da cuenta del fuerte endurecimiento superficial que produce el proceso de proyección por plasma, justificado en virtud de la alta deformación inducida en esa región (Higuera et al., 1994-a).

Tabla 4 : Valores de microdureza

Substrato :	AISI 1025		AISI 1045		AISI 304	
Estado superficial	I	II	I	II	I	II
*HV (a 20 μm)	229	320	237	306	180	386
*HV (a 200 μm)	260	261	277	260	230	239

*distancia desde superficie exterior (antes de la proyección -I) o desde intercara sustrato-capa (tras la proyección -II)

3.1.1 Sobre la adherencia.

Los valores medios de adherencia obtenidos oscilan entre los 43 y 55 MPa., para las capas ensayadas sobre los sustratos de acero, no habiéndose observado ningún efecto de la temperatura de trabajo a este respecto. Como tampoco se ha apreciado influencia significativa alguna de la fatiga térmica sobre la adherencia.

La fractura observada es del tipo elástico (sin deformación plástica apreciable), teniendo lugar preferentemente a través de las láminas de óxidos formados en el curso de la proyección. La exposición a temperaturas elevadas no altera el proceso de fractura (Higuera et al , 1994-b).

3.2 OXIDACION

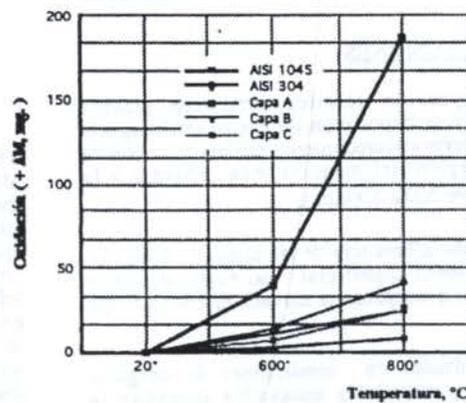


Figura 5: Índice de oxidación de los materiales de los sustratos y capas proyectadas. (Temperaturas: 293, 873 y 1073 °K)

En la figura 5, se exponen las ganancias de peso de substratos y capas recargadas. Estas pruebas se llevaron a cabo a fin de poder valorar posteriormente con cierta precisión la pérdida de peso a causa del proceso de desgaste erosivo.

3.3 INCUBACION

Tabla 5: Valores incubación (mg)

Temperatura:	873 °K		1073 °K	
Angulo imp.:	30°	90°	30°	90°
AISI 304	2,20	4,15	11,25	14,30
Capa tipo A	19,05	11,50	41,00	46,50
Capa tipo B	11,95	13,60	30,00	29,50
Capa tipo C	6,40	8,75	32,30	45,50

Asimismo, se ha observado en los materiales base níquel una interacción química entre la matriz Ni y elementos constituyentes de la ceniza como el Al y el Si, además del fenómeno de incubación.

3.4 DESGASTE EROSIVO

El índice de desgaste erosivo se determinó (Tabla 6) calculando las variaciones de peso sufridas por las probetas en los ensayos realizados (temperatura, tiempo, ángulos de impacto, caudal másico de partículas, velocidad y contenido en oxígeno). Estos valores fueron posteriormente corregidos en virtud de la ganancia de peso que se produce siempre tanto por oxidación como por el fenómeno de incubación de partículas erosivas.

Tabla 6: Índice de desgaste erosivo (mg)

Temp.:	873 °K		1073 °K	
α	30°	90°	30°	90°
1045	32,50	27,10	466,30	684,00
304	7,30	5,85	0,00	11,42
Capa A	8,35	9,30	21,00	0,00
Capa B	23,55	22,30	11,60	5,50
Capa C	19,45	21,60	19,60	12,30

4. CONCLUSIONES

-La proyección térmica mediante plasma empleada para la deposición de capas anti-desgaste produce un fuerte endurecimiento por deformación en frío de la región del sustrato más próxima a la intercara (entre 200 a 300 μ m).

-La elevada adherencia de las capas en virtud de eficaz tratamiento superficial, no varía ni con el mantenimiento a temperatura elevada ni con la fatiga térmica.

-Los resultados en condiciones de desgaste erosivo de los materiales ensayados muestran la elevada resistencia al desgaste de los materiales recargados y del sustrato 304 y la muy inferior resistencia de los materiales a base de acero al carbono.

-El fenómeno de incubación de partículas de ceniza volante debido a la microporosidad de los materiales, tanto la debida a la porosidad inherente de los materiales como la formada durante el mecanismo de desgaste de erosión, conlleva una ganancia relativa de peso que se hizo preciso determinar a distintos ángulos de impacto y temperaturas. Los datos así obtenidos se representan en la Tabla 5.

-La acción contra el desgaste de los elementos metálicos de calderas mediante recubrimientos de aleaciones base Ni y Cr-Ni, ofrece perspectivas de uso industrial muy atractivas por su excelente comportamiento en este entorno y su relativamente bajo coste en relación a otras soluciones.

Agradecimientos:

Al Instituto Tecnológico de Materiales de Asturias (ITMA)

A Hidroeléctrica del Cantábrico, S.A. (HC)

REFERENCIAS

- Higuera, H.V., Fernández, R.E., Belzunce, V.J., "Behaviour of nickel base plasma spray coatings subjected to the action of boilers combustions", *Powder Metallurgy World Congress*, Vol. III, pp. 1925-1928, Paris, France, 1994 a.
- Higuera, H.V., Fernández, R.E., Belzunce, V.J., "Comportamiento en servicio de capas metálicas proyectadas por plasma en calderas de plantas de potencia", *XI Congreso de Ingeniería Mecánica*, Vol. II, pp. 569-576, Valencia, España, 1994 b.
- Hocking, M.G., Vasantaree, V., Sidky, P.S., "Metallic and Ceramic Coatings", Ed. Longman Scientific & Technical, U.K, pp. 566-568, 1989.
- Gutiérrez, S. S., "Problemas de abrasión-erosión-fretting-corrosión en tubos de caldera", *Metalurgia y Electricidad*, Vol. 658, pp. 31-36, España, 1993.

ABSTRACT

This work deals with the behaviour of nickel based alloys, iron based and nickel-chromium alloys thermally sprayed by means of a plasma arc when subjected to the action of boiler combustion. The study evaluates first at all the effect of plasma projection on the substrates subsurface, and then the influence of service conditions and thermal fatigue on coating adherence, microstructure and microhardness of both sprayed coatings and substrates. The erosion wear behaviour at high temperature of all these coatings was evaluated. Finally, the possibility of an industrial field use of these materials was demonstrated based on its excellent wear behaviour and low cost.

TERMOCIÊNCIAS

A THEORETICAL APPROACH TO INCINERATION AS AN ENERGY EFFICIENT WAY TO DEAL WITH MUNICIPAL WASTE

José L. Torero
Department of Fire Protection Engineering
University of Maryland
College Park, Maryland 20742-3031
U.S.A.

SUMMARY

The geometric configuration of most industrial waste incineration facilities can be described, in a simplistic way, as a fixed bed reactor where ignition is accomplished at the top and air is forced through the fuel from the bottom. The reaction front propagates against the air flow (commonly referred as opposed flow propagation) and, therefore, most of the energy generated by the reaction is driven away from the fuel towards the products. In this work a theoretical approach to energy efficiency and low pollutant emissions is presented. On a fix bed reactor ignition is conducted at the bottom of the fuel and while the air flow is still forced from the bottom, propagation in this case is of the forward type, since oxidiser flow and propagation front move in the same direction. Energy transfer by convection will deliver heat released, at the reaction zone, towards the virgin fuel which, simultaneously, acts as a filter for the combustion products.

INTRODUCTION

Destruction of municipal waste has been accomplished by incineration since the end of last century, but it was not till the 1920's that it gained its actual industrial nature. Several problems face the evolution of this technique as an efficient means of municipal waste disposal. Among those limitations are the uncertainty in the composition of the waste, the production of pollutants and the low energy efficiency of the process.

The composition of municipal waste is a function of many parameters which include elements such as the industrialisation level of the city, its size, geographic location and even the seasonal fluctuation. The evolution of the basic materials present in municipal waste has been a subject of study for many years and many researchers agree that there is an increasing presence of paper, cardboard, wood and plastics. Processed cellulose materials such as paper and cardboard represent approximately 40% of the mass of waste produced in the main cities of the industrial world (Pfeffer (1992), Leroy et al. (1992)). Different kinds of plastics are also found in large quantities and represent approximately 8% of the total mass of municipal waste (ADEME., 1991). The last main component are non-processed cellulose materials such as wood and other organic materials coming mainly from gardens and parks. Many other materials are present in municipal waste and in general those variable elements are the ones that represent the greatest problem for incineration. As a means of improving the performance of waste destruction, recycling and waste separation have been the trend and the results are still a matter of controversy.

An important element concerning incineration processes that has not been widely addressed is the energetic efficiency of the process. For dealing with this problem an

approach that has been seldom used is that of studying the combustion process itself. Combustion in a porous media is a complex problem in nature, dealing with heat and mass transfer in porous media as well as complex surface chemical reactions. Most of the work dealing with this problem has been conducted in the fire safety field and deals with homogeneous materials such as cellulose powder (Moussa et al (1976)) and polyurethane foams (Torero et al. (1993), Torero and Fernandez-Pello (1995)). The results have been extensively described in the reviews by Ohlemiller (1981) and Drysdale (1985). The non-homogeneous nature of municipal waste represents a serious handicap when dealing with the characteristics of the combustion process, but is of extreme importance to understand the mechanisms controlling the propagation of a combustion front through this kind of material.

A classical approach is to simplify the geometry to that of a fixed bed reactor. A one dimensional combustion wave will propagate through the porous fuel while the oxidiser for the reaction is introduced, in general, through the bottom of the fuel. If the fuel is ignited at the top the reaction front will propagate downwards opposing the oxidiser flow, thus, is commonly referred as opposed flow propagation and is the configuration that has been more extensively studied (figure 1(a)). The work of Zhou (1994) provides a detailed review of the related work. If ignition is conducted at the bottom of the fuel the reaction front will propagate in the same direction as the flow (figure 1(b)), thus, propagation is of the forward type. Very little work has been reported so far dealing with this particular geometry (Torero and Fernandez-Pello (1995)). For both geometries, propagation is controlled by heat transfer from the reaction zone to the virgin fuel. In opposed propagation conduction and radiation transfer heat from the reaction zone to the virgin fuel and heat is lost by convection

to the product zone. If propagation is of the forward type all three mechanisms of heat transfer will deliver energy from the reaction zone towards the virgin fuel.

In this work theoretical expressions of the propagation velocities for both opposed and forward configurations are developed. A parametric study on the forced flow velocities, for different materials characteristic of municipal waste, is used to determine the significant differences between both propagation modes. Two different types of combustion regimes are explored, that characteristic of organic materials, such as cellulose, and a combustion regime characteristic of polymers. Organic materials contain a large fraction of highly volatile compounds, therefore, propagation is controlled by the kinetics of fuel gasification; instead for polymers, such as polyurethane, the reaction is oxygen limited so propagation is controlled by oxygen supply to the reaction zone. Propagation velocities under both regimes and for opposed and forward configurations are calculated and compared.

THEORETICAL MODEL

The theoretical development will use a frame of reference anchored to the combustion front, where fuel and oxidiser will enter the reaction zone from the same direction in the opposed configuration, and from opposite directions in the case of forward propagation.

When burning polymers, such as polyurethane, in a porous matrix the reaction is usually oxygen starved and the reaction rate is controlled by oxygen supply to the reaction zone. It has been found (Dosanji et al. (1987)) that the combustion process can be properly described by a one step chemical reaction of the form:

$$v_F[\text{FUEL}] + v_O\text{O}_2 \rightarrow v_C[\text{CHAR}] + v_{gp}[\text{Gaseous Products}] + Q v_O M_O$$

where v is the stoichiometric coefficient for fuel, oxygen, char and gaseous products, respectively, Q is the energy released per unit mass of oxygen consumed and M_O is the molecular mass of oxygen.

For cellulose materials the reaction zone will be divided into two distinct fronts, an ignition front, where gasification of the solid fuel attains a critical value, and a flaming front, where fuel and oxidiser burn due to an external source. The time interval between ignition and flaming is very small compared to the characteristic times of the problem therefore for the analysis, the propagation velocities of the flaming and ignition fronts will be considered equal. An analysis of the propagation velocity will be conducted under the assumption that a combustion front can only propagate after fuel and oxidiser, ahead, have been heated up to a characteristic temperature. This characteristic temperature is defined as the temperature at which the liberation of combustible gases from the solid fuel is enough to sustain flaming combustion. An evaluation of this characteristic temperature will be accomplished by using the classical thermal explosion theory. Flaming combustion, behind the

ignition front, provides the necessary heat for the ignition process and characteristic combustion temperatures, obtained from thermocouple measurements, will be used to quantify the energy transferred from the flaming front towards the ignition front.

Propagation Velocity The ignition propagation front in a fuel bed can be better studied by anchoring the co-ordinate axis to the reaction front. By doing this, the propagation velocity becomes zero and fuel propagates into the reaction with a velocity "u" and oxidiser with a velocity " $u_g + u$ ", where u_g is the forced flow velocity. If heat losses in the direction perpendicular to the combustion front are neglected propagation can be considered one-dimensional and the energy equation can be written in the following way

$$\begin{aligned} & ((1-\phi)\rho_s C_p + \phi\rho_g C_p) \frac{\partial T}{\partial x} - ((1-\phi)\rho_s C_p u \pm \phi\rho_g C_p (u_g + u)) \frac{\partial T}{\partial x} \\ & = \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda_e \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \Delta H_R \end{aligned}$$

where the sub-index, s, stands for the solid fuel, and g, for the gaseous oxidiser. The void fraction of the porous fuel is represented by ϕ and the density by ρ , T is the temperature and x the length co-ordinate that has an origin at the reaction and

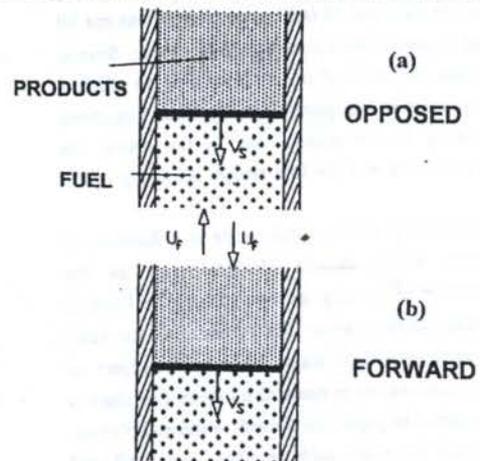


Figure 1: Schematic of the geometrical configurations.

is positive towards the virgin fuel. The first term represents the thermal inertia of solid and gas, and, since $\phi\rho_g C_p \ll (1-\phi)\rho_s C_p$ the thermal inertia of the gas can be neglected. The second term represents the energy convected into the control volume by fuel and oxidiser, here, the propagation velocity will be assumed neglectable when compared to the forced flow velocity. The positive sign corresponds to opposed propagation and negative sign to forward propagation. The third term represents the heat conduction ahead of the combustion front. Although the temperatures are low for this type of combustion radiation heat transfer has been demonstrated to be of comparable magnitude to conduction (Dosanji et al. (1987)), therefore, an equivalent conductivity that includes radiation is used and can be expressed by $\lambda_e = \lambda + \lambda_r$, where the average conductivity of fuel and oxidiser is given by $\lambda = \phi\lambda_g + (1-\phi)\lambda_s$, and an

equivalent conductivity for an optically dense medium is used to quantify radiation heat transfer and can be expressed by $\lambda_r = \frac{16\sigma d_e T^3}{3}$, where d_e is the characteristic length scale of the pores and the Stephan-Boltzman constant.

The last term represents the heat released by the reaction and is here where both types of fuel have to be differentiated.

For the oxygen starved polymers the heat release term can be expressed as

$$\Delta H_R = Q \frac{d\dot{m}\tilde{O}}{dx}$$

where $\dot{m}\tilde{O} = Y_O \rho_g u_g - \phi \rho_g D \frac{\partial Y_O}{\partial x}$, Q is the heat released per unit mass of oxygen, Y_O is the oxygen mass fraction and D the diffusion coefficient.

By solving the energy equations with the appropriate boundary conditions, the following expression is obtained for the propagation velocity

$$u = \frac{\rho_g [QY_{O,0} - C_{p_g}(T_F - T_0)]}{(1-\phi)\rho_S C_{p_S}(T_F - T_0)} u_g \quad (1)$$

when the configuration is of the opposed type and

$$u = \frac{\rho_g QY_{O,0}}{[\phi \rho_g C_{p_g} + (1-\phi)\rho_S C_{p_S}](T_F - T_0) - (1-\phi)\rho_g QY_{O,0}} u_g \quad (2)$$

when the configuration is of the forward type. The sub-index 0 stands for initial and F for flame.

For more information on the assumptions and procedures the reader should refer to the works of Torero et al. (1993) and Torero and Fernandez-Pélló (1995).

For cellulosic materials the heat released by the reaction can be expressed by

$$\Delta H_R = Q\dot{\omega}$$

where Q is the heat of reaction per unit mass of fuel consumed and $\dot{\omega}$ the reaction rate. The reaction rate is of the Arrhenius form and, thus, can be written as

$$\dot{\omega} = C^n k_n \exp\left(-\frac{E}{RT}\right)$$

where n is the order of the reaction, C the fuel concentration, k the frequency factor, E the activation energy and R the universal constant for gases. The oxidiser concentration is assumed to remain constant since for large air flow velocities the convective term is much greater than the consumption term.

By solving the energy equations with the appropriate boundary conditions, the following expression is obtained for the propagation velocity

$$u = A_1 \left(\frac{\phi \rho_g C_{p_g}}{(1-\phi)\rho_S C_{p_S}} \right) u_g + \frac{x_a}{t_a} \sqrt{\frac{1}{\theta_i} \exp(\theta_i)} \quad (3)$$

where $\theta_i = 1 + \sqrt{n} + A_2 \theta_F$ and $\theta = \frac{E}{RT_0^2} (T - T_0)$.

The characteristic length scale x_a can be expressed by

$$x_a = \left[\frac{RT_0^2}{E} \frac{\lambda_c}{Qk_n C_0^n} \exp\left(\frac{E}{RT_0}\right) \right]^{1/2}$$

and the characteristic time t_a by

$$t_a = \left[\frac{RT_0^2 (1-\phi)\rho_g C_{p_g}}{E Q C_0^n k_n} \right] \exp\left(\frac{E}{RT_0}\right)$$

The constants A_1 and A_2 depend on the configuration, therefore, for opposed propagation $A_1=-1$ and $A_2=1/3$. For forward propagation $A_1=1$ and $A_2=2/3$. The sub-index i stands for ignition. For more information on the assumptions and procedures the reader should refer to the work of Zhou et al. (1994).

RESULTS

To compare opposed and forward propagation velocities, characteristic properties for materials typical of urban waste are introduced in equations (1), (2) and (3). For the polymer a high void fraction flexible polyurethane foam is used as example and for cellulosic materials wood chips. The properties for the polyurethane foam have been extracted from the works of Torero et al. (1993) and Torero and Fernandez-Pélló (1995). A summary of the properties for wood chips has been compiled by Zhou (1994). For polyurethane foam the flame temperature is very low (673 K for this work) and shows no significant difference in forward and opposed configurations. For wood chips, when the propagation is of the opposed type the characteristic flame temperature is of the order of 1000 K, for forward propagation it decreases significantly to approximately 700 K. The main cause for the temperature decrease is the presence of combustion products in the fuel zone. These characteristic values will be used to determine the propagation velocities.

The propagation velocity as a function of the forced flow velocity is presented in figure 2 for two different initial temperatures. It can be observed that for both, opposed and forward configurations, the propagation velocity increases with the forced flow. Since the reaction is oxygen starved, the heat release is proportional to the incoming mass of oxidiser, and thus, the propagation velocity. In the forward regime

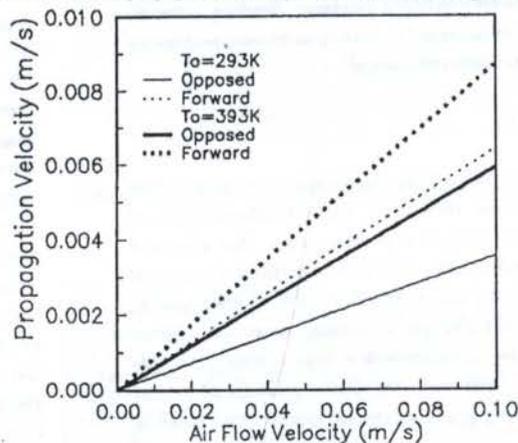


Figure 2: Propagation velocity for a high void fraction flexible polyurethane foam.

convective heat transfer favours the propagation of the combustion front, instead, in the opposed case convection transports heat into the products zone. It is therefore clear that forward propagation is always going to be faster than opposed propagation, this can be clearly observed in figure 2.

Increasing the initial temperature results in less heat needed to increase the temperature of the virgin fuel to that of the reaction. For this reason, it is a commonly used method to speed up the incineration process. This effect can also be observed in figure two. It has to be noted that for all initial temperatures forward propagation is faster than opposed propagation.

For the case of wood chips the propagation velocity as a function of the air flow velocity is presented in figure 3. For this case oxidiser is supplied in excess to the reaction zone, thus, heat release is independent of the air flow velocity. Equation (3) shows two terms, the first corresponds to the velocity at which fuel and oxidiser temperature increase to that of the reaction zone. The second term represents the velocity at which the fuel reach the ignition temperature. The sign of the first term is determined by the geometry, it is positive for forward propagation and negative for opposed. It can be observed from figure 3, that increasing the air flow velocity will decrease the propagation velocity for a reaction of the opposed type, and increase it in the forward configuration. The second term is more complex in nature, here, convection has two different effects that have different importance depending on the initial conditions and geometrical configuration. For forward propagation, it adds to conduction and radiation heat transfer towards the ignition zone and decreases the temperature gradient (decreases the flame temperature). In the opposed configuration, it subtracts to conduction and radiation heat transfer towards the ignition zone and increases the temperature gradient. It can be observed from figure 3 that if the temperature gradient is large (low initial temperature) enhancing heat transfer will be the dominant effect and forward propagation will always be faster than opposed propagation. If the gradient is small, the flame temperature is the controlling parameter, therefore, extremely high air flow velocities will be needed for forward propagation to be faster than opposed propagation.

CONCLUSION

Forward and opposed propagation of a reaction front has been analysed theoretically for two different types of material characteristic of solid urban waste. For a material with low volatile content, such as most polymers, the reaction is controlled by the oxidiser supply to the combustion zone. In this case forward propagation is always faster than opposed propagation. For materials with a large content of volatile matter, such as cellulose, the relative velocities of forward and opposed propagation are strongly dependent on the initial conditions.

A simplified scenario has been used to assess the

energetical efficiency of a fixed bed incineration process. The materials used as examples and the geometrical configurations are, thus, extremely simplified. It is clear that issues such as pyrolysis, heat losses to the environment, extinction and ignition are of great importance but go beyond the scope of this work.

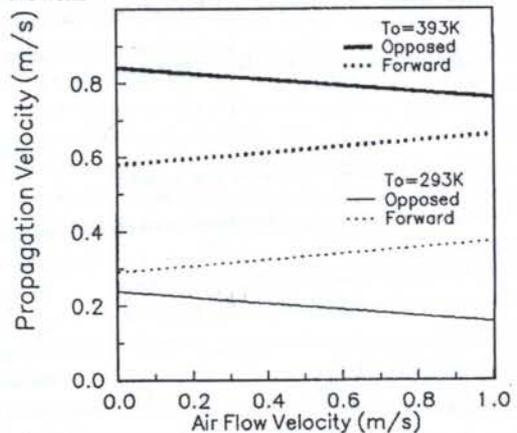


Figure 3: Propagation velocity for packed wood chips

REFERENCES

- ADEME "Les Déchets en France" ADEME Edition, 1991.
- Dossanjh, S.S., Pagni, P. J. and Fernandez-Pello, A.C., "Forced Co-current Smoldering Combustion" *Combustion and Flame*, Vol. 68, pp. 131-142, 1987.
- Drysdale, D., "An Introduction to Fire Dynamics," John Wiley and Sons, New York, 1987.
- Leroy, D., Giovannoni, J. M. and Maestre, L. Y., "Sampling Method to Determine a Household Waste Composition Variance." *Waste Management and Research*, Vol.10, pp.3-12, 1992.
- Moussa, N.A., Toong, T. Y. and Garris, C.A., "Mechanisms of Smoldering of Cellulosic Materials" *Sixteenth Symposium (International) on Combustion*, The Combustion Institute, pp.1447-1457, 1976.
- Ohlemiller, T.J., "Modelling of Smoldering Combustion Propagation" *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 11, pp. 277-310, 1981.
- Pfeferle, J. T., "Solid Waste Management Engineering." Prentice Hall International Service in Civil Engineering and Engineering Mechanics, 1992.
- Torero, J. L., Fernandez-Pello, A.C. and Kitano, M., "Opposed Forced Flow Smoldering of Polyurethane Foam" *Combustion Science and Technology*, Vol. 91, pp. 95-117, 1993.
- Torero, J. L. and Fernandez-Pello, A.C. "Natural Convection Smolder of Polyurethane Foam, Upward Propagation" *Fire Safety Journal*, Vol. 24, pp.35-52, 1995.
- Zhou, X., "Contribution à l'Etude de l'Incineration des Déchets Urbains: Expérimentation en Réacteur à Lit Fixe à Contre Courant, Approche Théorique du Déplacement du Front d'Inflammation," Ph.D. Thesis, University of Poitiers, Poitiers, France, 1994.

An experimental study of three interacting vaporizing fuel droplets in a forced convective laminar flow

N. A. Ramos-Arroyo - Depto. de Engenharia Mecânica - UFSC
88.010-970 Florianópolis - S.C.

C. Chauveau and I. Gökalp - Laboratoire de Combustion et Systèmes Réactifs - CNRS
45071 Orléans cedex 2, France

ABSTRACT

An experimental facility and methodology is developed to capture the basic characteristics of three interacting vaporizing droplets exposed to a laminar forced convection flow. The three droplets show a quasi-stationary vaporization regime during approximately the first half of their lifetimes. For the later stages of the vaporization process, the instantaneous vaporization rates are totally non-stationary for the three droplets. The heated flow experiments show basically the same trends with much shortened vaporization times for the three droplets. New features are however observed. One important result of heated flow experiments is to show a decreasing influence of droplet interaction on the vaporization patterns of the trailing droplets.

INTRODUCTION

Droplet interaction is one of the important phenomena in vaporizing or burning sprays, particularly in the dense-spray region near the injector or atomizer nozzle. Several numerical prediction efforts have been recently devoted to the analysis of these complex processes (Chiang and Sirignano 1993, Chiang and Kleinstrauer 1992). One of the basic configurations addressed in these studies is three vaporizing droplets moving colinearly (or on a one directional trajectory) in a stagnant or uniform velocity medium under various temperature and pressure conditions and initial droplet spacings. The droplet dynamics and transfer processes are investigated and several interesting predictions have been made in this configuration. The predictions include the fuel vapour wake effects of the front droplets on the downstream droplets; the different drag forces experienced by the droplets, leading to transient droplet spacings and to droplet collision or separation; the differences in the global Nusselt and Sherwood numbers of the three droplets, showing generally decreased transfer processes for downstream droplets; the differences in the strength of droplet interaction effects depending on the intensity of the vaporization process, which essentially depends on the ambient temperature and the droplet initial temperature.

The incompleteness of the experimental information on interacting vaporizing droplets under forced convective conditions is underlined in the studies mentioned above. In the continuity of our previous work on single droplet vaporization and burning (Gökalp et al 1992, Ramos-Arroyo et al 1992), the goal of the present research program is to contribute to the understanding of interacting droplet vaporization processes by providing part of the necessary data for model validation (Ramos-Arroyo 1994). The following sections of the paper describes the experimental set-up and techniques, and discuss the preliminary results.

EXPERIMENTAL SET-UP AND TECHNIQUES

The experimental configuration explored in this study is that of three stationary suspended droplets exposed to a uniform flow provided by a horizontal electric furnace traversed by an air flow. The flow tube has an inner diameter of 3 cm. The droplets are aligned along the horizontal axis of the tube; the front droplet is placed one diameter downstream of the flow tube exit section. The spacings of the two trailing droplets can be adjusted independently. The flow rate and temperature can be regulated so that the three droplets

remain in the potential jet core and experience homogeneous flow conditions. The flow system is precalibrated by measuring the velocity at the droplet locations by laser Doppler anemometry for each flow temperature which is controlled by thermocouples. The present experimental facility is operated under atmospheric pressure conditions, and allows to vary the cold flow velocity from stagnant to 3 m/s and the flow temperature from the ambient to 1000 K. The flow can be rendered turbulent by placing turbulence grids (perforated plates) at the exit section of the flow tube. A schematic representation of the experimental facility is shown on Fig. 1.

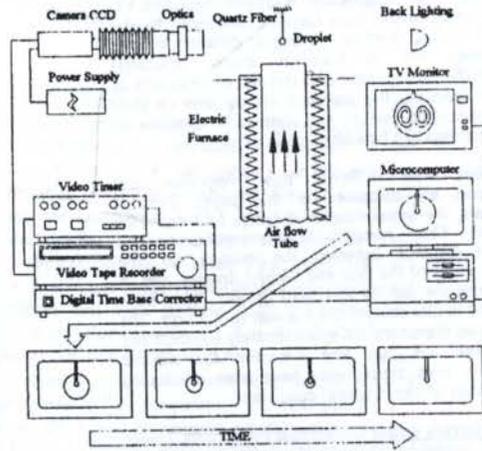


Fig. 1 A schematic representation of the experimental set-up

The droplets are maintained on suspending quartz fibres of 0.2 mm diameter and having an enlarged lower extremity of 0.4 mm. A preselected amount of liquid is deposited manually on each fibre by using a hypodermic syringe. Some manual dexterity is needed to produce rapidly three droplets of approximately identical initial diameter. During the droplet positioning procedure, the flow is blocked so that prevaporization is minimized. A schematic representation of the configuration investigated is shown on Fig. 2.

The principal diagnostic used is videography associated with numerical image analysis, as in our previous work with single droplets (Gökalp et al 1992, Chauveu et al 1993, Ramos-Arroyo 1992). The diagnostic system developed for this particular study allows the real time imaging and analysis of the three droplets simultaneously. The time variation of the projected area of the backlighted droplets is calculated from the digitized droplet contours. This information is used to deduce the time variation of the squared equivalent droplet diameter (D^2), the instantaneous droplet vaporization rate $d(D^2)/dt$ and the instantaneous droplet spacing L . These information are obtained simultaneously for the three droplets.

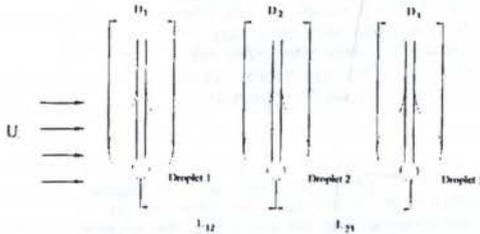


Fig. 2 A schematic representation of the interacting droplet configuration

RESULTS AND DISCUSSION

Preliminary results are presented and discussed in this paper. They concern the vaporization dynamics of three interacting n-heptane droplets exposed to quasi-laminar isothermal and heated air flows. The obvious weakness of the present experimental facility, where stationary droplets are investigated, is that it does not permit to address the problem of droplet dynamics, i.e. the differences in the drag forces experienced by the front and trailing droplets, leading to different droplet decelerations and to transient droplet spacings. However, the aerodynamic and thermal wake effects of the front droplets, the transient effects due to their early vaporization and to the continuous increase of droplet spacings can be addressed in detail.

Experiments with different flow velocities and temperatures are discussed in this paper. For all experiments, the initial droplet spacings L_{12} and L_{23} are equal. They respectively correspond to the separation distance between the centers (or the symmetry axes) of the first and second droplet, and to that between the second and third droplet. They have been varied in this study from 1.5 mm to 4.5 mm. The initial droplet diameters are approximately constant and vary between 1.4 mm and 1.6 mm for all the experiments. Five experiments have been conducted under each set of experimental conditions.

Experiments under isothermal conditions. Under isothermal conditions (296 K), the mean flow velocity have been varied between 0.6 m/s and 1.6 m/s. The corresponding variation range of the initial droplet Reynolds number based on the front droplet is between 60 and 160, approximately. The visual observation of the digitized droplet images shows clearly that the lead droplet vaporizes much more quickly than the two others. The middle droplet entirely vaporizes second, and the third one last. When the lead droplet evaporates totally, the middle one becomes the lead droplet and its vaporization rate increases as it is now directly exposed to the flow. The vaporisation rate of the third droplet also increases when the middle droplet evaporates totally. These non-stationary processes are well captured and quantified by following the time histories of the droplet projected surface areas as shown on Fig. 3a, for droplets vaporizing in a convective flow at 300 K and with a velocity of 0.75

m/s, corresponding to an initial Reynolds number of approximately 75. The instantaneous vaporization rates $K(t)$ deduced from these droplet time histories are shown on Fig. 3b.

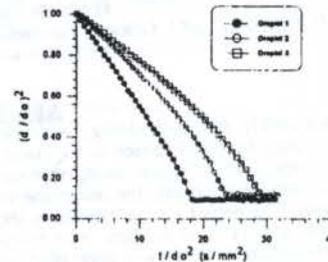


Fig. 3a. Time histories of three droplets vaporizing in tandem; $L = 3.36$ mm, $T = 296$ K; $V = 0.75$ m/s

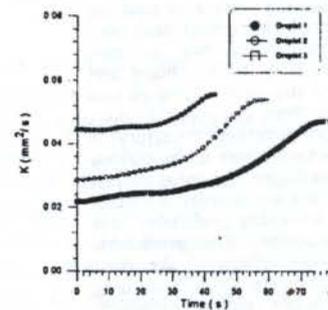


Fig. 3b. Instantaneous vaporization rates of three droplets in tandem; $L = 3.36$ mm; $T = 296$ K; $V = 0.75$ m/s

In order to capture globally the droplet interaction effects, average vaporization rates are calculated for each of the three droplets. K_1 is the average vaporization rate of the lead droplet calculated by averaging its instantaneous vaporization rate over the total vaporization time. K_2 and K_3 are respectively the average vaporization rates of the middle and third droplets calculated by averaging the instantaneous vaporization rates over the portion of their respective lifetimes before the total vaporization of the lead droplet. The ratios K_2/K_1 and K_3/K_1 are then constructed for each conditions and used to globally characterize the droplet interaction effects on droplet vaporization.

The variations versus the droplet spacing L ($= L_{12} = L_{23}$) of the ratios K_2/K_1 and K_3/K_1 are shown on Figs. 4a and 4b, where the droplets are exposed to a convective flow with various velocities. The smallest L value corresponds to touching droplets. The largest L value is equal approximately to three droplet initial diameters. For this range of droplet spacings, K_2/K_1 varies only slightly around an average value of 0.7. A systematic, albeit weak, increase of K_2/K_1 is observed for increasing flow velocities. The effect of increasing droplet spacing is more important for the ratio K_3/K_1 ,

which varies between 0.4 and 0.6. The same trend as for $K2/K1$ is also observed with increasing flow velocities. This can be explained by referring to the vapour wake of the leading droplets which is transported more rapidly over the trailing droplets, so that the saturation effect is less important.

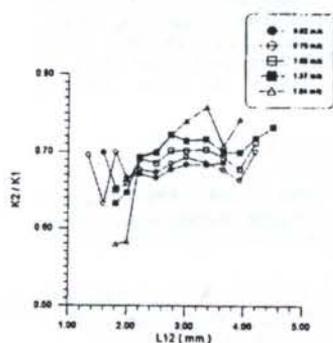


Fig. 4a Variation of $K2/K1$ with droplet spacing for different flow velocities

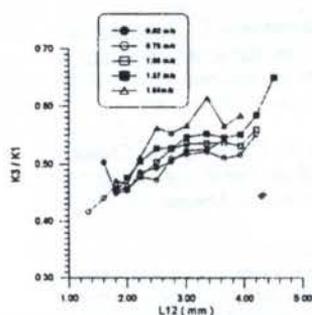


Fig. 4b Variation of $K3/K1$ with droplet spacing for different flow velocities

Experiments under heated flow conditions. Under heated flow conditions, the flow temperature has been increased up to approximately 750 K. For the highest temperature case, the initial droplet Reynolds number decreases down to 40. As it was impossible to vary independently the flow rate and the temperature, the droplet Reynolds number for each flow temperature is not constant. It is however clear that under heated convective conditions, the vaporization rate is essentially controlled by the gas phase temperature, so that the moderate differences in the droplet Reynolds numbers can be considered as negligible. Figure 5a shows the time histories of three n-heptane droplets vaporizing in a flow at 540 K; the corresponding initial Reynolds number is approximately 70, i.e. similar to that of the above case under isothermal conditions.

The strong increase of the strength of the vaporization process is witnessed by the ten fold reduction of the non-dimensional vaporization times for the heated case compared to the isothermal one (cf. Fig. 3a).

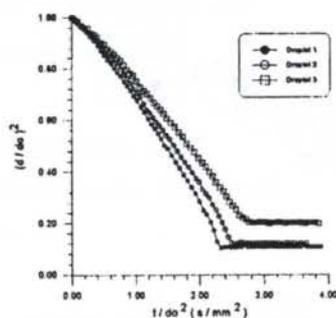


Fig. 5a Time histories of three droplets vaporizing in tandem. $L = 3.4$ mm; $T = 540$ K; $V = 1.15$ m/s

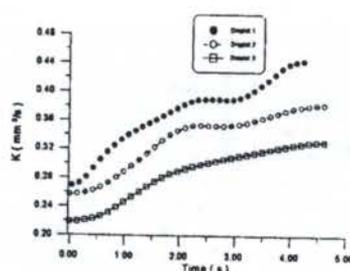


Fig. 5b Instantaneous vaporisation rates of three droplets in tandem. $L = 3.4$ mm; $T = 540$ K; $V = 1.15$ m/s

Figure 5b shows the corresponding instantaneous vaporization rates. One major difference with Fig. 3b is the observation of a preheating period for all the droplets. Consequently, the unsteady behaviour of the vaporization process is accentuated. Figures 6a and 6b present the variation of $K2/K1$ and $K3/K1$ versus the droplet spacing for various flow temperatures. Two main observations can be made. First, both ratios are higher (i.e. closer to unity) than those under isothermal conditions and they increase with increasing flow temperature. For example, for $T = 733$ K, $K2/K1$ is close to 0.9 and $K3/K1$ to 0.8. Second, these ratios become more and more insensitive to droplet spacing with increasing flow temperature. For example, for $T = 733$ K, there is approximately no difference between the $K2/K1$ and $K3/K1$ ratios of touching and separated droplets.

CONCLUSIONS

An experimental facility and methodology is developed to capture the basic characteristics of interacting vaporizing droplets exposed to a laminar forced convection flow. Several transient phenomena are observed, even though the droplets are stationary with respect to the flow field. The vaporization patterns of the three droplets are completely different, but strong correlations exist between their respective dynamics. The three droplets show a quasi-stationary vaporization regime during approximately the first half of their lifetimes for low temperature. During this period, the vaporization rate is highest for the lead droplet and weakest for the third droplet.

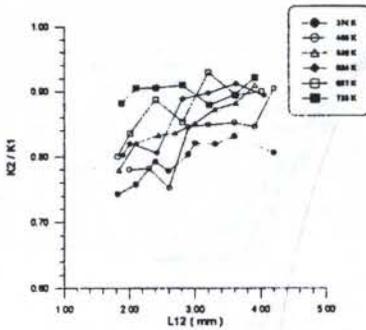


Fig. 6a Variation of $K2/K1$ with droplet spacing for different flow temperatures

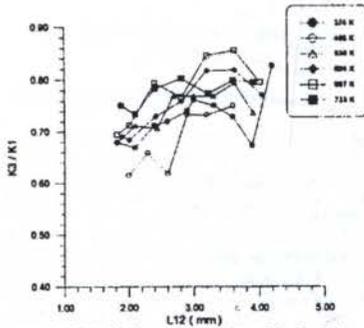


Fig. 6b Variation of $K3/K1$ with droplet spacing for different flow temperatures

For the later stages of the vaporization process, the instantaneous vaporization rates are totally non-stationary for the three droplets. The changes in the instantaneous vaporization rates of the second and third droplet follow those of the front droplet closely. For example, the complete vaporization of the lead droplet is felt by the second as well as by the third droplet; there is also a close correspondance between the vaporization dynamics of the second droplet and the third droplet.

The slower vaporization rates of the downstream droplets are to be explained by the effects of the front droplets: first, the aerodynamic effect which strongly reduces the velocity and the vorticity of the downstream droplets; second, the increase of the ambient fuel vapour concentration by the fuel vapour wake of the front droplets which is convected downstream. The heated flow experiments show basically the same trends with much shortened vaporization times for the three droplets and the non quasi-stationary of the vaporization rate for high temperature. New features are however observed. One important result of heated flow experiments is to show a decreasing influence of droplet interaction on the vaporization patterns of the trailing droplets. This result confirms therefore that the strength of droplet interaction effects depends strongly on the intensity of the vaporization process. These results are believed to be useful for numerical modeling of spray vaporization and burning processes.

ACKNOWLEDGMENTS

This work is funded in part by the Commission of the European Communities in the framework of the JOULE II Programme (sub-programme Energy Conservation and Utilization), by the Swedish National Board for Industrial and Technical Development (NUTEK), by the Austrian Government (FFF) and by the Joint Research Committee (JRC) of European automobile manufacturers (Fiat, Peugeot SA, Renault, Rover, Volkswagen and Volvo). The first author gratefully acknowledges the support of the CNPq and of the University Federal of Santa Catarina, Florianopolis, Brasil

REFERENCES

- Chauveau C., Chesneau X. and Gökalp I., Burning characteristics of n-heptane droplets under various regimes, *AIAA paper no 93-0824*, 1993.
- Chiang C.H. and Sirignano W.A., Axysymmetric calculations of three-droplet interactions, *Int. J. Heat Mass Transfer*, vol. 36, p. 875-886, 1993.
- Chiang C.H. and Sirignano W.A., Axysymmetric calculations of three-droplet interactions, *Atomization and Sprays*, vol. 3, pp. 91-108, 1993.
- Chiang C. H. and Kleinstreuer C., Transient heat and mass transfer of interacting vaporizing droplet in linear array, *Combust. Sci. and Tech*, vol. 86, pp. 289-309, 1992.
- Gökalp I., Chauveau C., Simon O. and Chesneau X., Mass transfer from liquid fuel droplet in turbulent flow, *Combustion and Flame*, vol. 89, pp. 286-298, 1992.
- Ramos-Arroyo N. A., Chauveau C., and, Gökalp I. An experimental study of bicomponent droplet vaporization, *Joint Meeting of the French, Italian and Swedish Sections of the Combustion Institute*, Capri, Italy, 1992.
- Ramos-Arroyo N.A., Etude des caractéristiques de la vaporisation de gouttes en interaction. Influence de la convection et de la température. PhD thesis, University of Orléans, Orléans, 1994.

ANÁLISE DA COMBUSTÃO E CARBONIZAÇÃO DO EUCALIPTO POR TERMOGRAVIMETRIA

PAULO CÉSAR DA COSTA PINHEIRO

Dep. de Engenharia de Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais - Brasil

DIMAS JOSÉ DE RESENDE

Dep. de Física Aplicada da Fundação de Ensino Superior de São João del-Rei - FUNREI - Brasil

MARIA IRFNF YOSHIDA

Dep. de Química da Universidade Federal de Minas Gerais - Brasil

RESUMO

Este trabalho apresenta a análise da combustão e carbonização do Eucalyptus S.P.P. realizada em uma termobalança. Através das análises TG e DTG foram determinados os parâmetros cinéticos da combustão e carbonização de seis espécies de Eucaliptos cultivadas no território brasileiro, além da análise imediata e composição química. Assim foram obtidas informações necessárias para melhor analisar estes processos, tanto em escala laboratorial quanto em escala industrial.

INTRODUÇÃO

O consumo da madeira como fonte alternativa de energia aumenta a cada ano, devido ao elevado custo dos outros combustíveis, e ainda às condições favoráveis que o território brasileiro oferece para sua produção. Ao contrário dos derivados de petróleo, é uma fonte renovável de energia. Entretanto, para uma perfeita utilização dessa biomassa é necessário o conhecimento dos parâmetros da cinética de combustão e carbonização. Para a determinação destes parâmetros, foram realizadas análises TG e DTG em uma termobalança METTLER TA4000, cuja precisão é de 1 µg, das seguintes espécies de Eucaliptos:

- 1 - Eucalyptus Cloesiana
- 2 - Eucalyptus Torelliana
- 3 - Eucalyptus Saligna
- 4 - Eucalyptus Urophylla
- 5 - Eucalyptus Grandis Camaldulensis Híbrido
- 6 - Eucalyptus Citriodora

PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Amostras. As amostras das seis espécies de Eucaliptos foram fornecidas pela Companhia Siderúrgica Acesita, em pedaços de 1,0 m de comprimento e aproximadamente 10 cm de diâmetro. O volume total de cada espécie foi de 1,0 m³. Foi feito um corte em seção transversal destas amostras, utilizando-se uma serra circular de vólvia, de 5,0 mm de espessura, com baixa velocidade de corte, evitando-se o aquecimento da madeira. As amostras analisadas foram obtidas através do pó-de-serra desprendido, conseguindo-se assim uma amostra representativa média, desde a casca até o cerne da madeira. Foi realizada uma secagem artificial das amostras, por radiação infravermelha, durante uma semana. Após a secagem elas foram peneiradas em peneiras de 20 e 100 mesh.

Ensaio preliminar. A fim de determinar as condições dos ensaios de termogravimetria, foram realizados ensaios preliminares para analisar a influência da taxa de aquecimento e da granulometria da amostra.

Para análise da influência da granulometria, foram realizados ensaios de combustão e carbonização de amostras de Eucalyptus Grandis, obtidas em peneiras de 20 e 100 mesh, na faixa de 25 a 550 °C, a uma taxa de aquecimento de 10 °C/min. Devido à maior relação entre área e volume das partículas de menor granulometria, as reações de decomposição ocorrem um

pouco mais rápidas nas amostras de 100 mesh. Diminuindo a granulometria, os picos de DTG máxima se deslocam para temperaturas mais baixas. Foi escolhido para os ensaios a fração de 100 mesh, que foi o limite prático do peneiramento das amostras analisadas.

Para análise da influência da taxa de aquecimento, foram realizados ensaios de combustão e carbonização de amostras de Eucalyptus Grandis (100 mesh), às taxas de 5 °C/min, 10 °C/min e 15 °C/min, na faixa de 25 a 550 °C. Verificou-se que os picos de DTG se deslocam para temperaturas maiores com o aumento da taxa de aquecimento. Foi escolhida a taxa de 10 °C/min, por ser mais utilizada na literatura.

Combustão da madeira. Os ensaios de combustão foram realizados em presença de ar atmosférico com vazão de 13 mL/min e taxas de aquecimento de 5 °C/min e 10 °C/min, na faixa de 25 a 550 °C. As massas utilizadas se situaram na faixa de 5,4810 mg a 5,9850 mg. Não foram utilizadas massas maiores porque a energia liberada durante a reação de combustão poderia danificar o aparelho.

Carbonização. Foi escolhida 500 °C como temperatura final de carbonização. Quando se passa a carbonizar acima desta temperatura, o ganho em carbono fixo é pequeno comparado ao consumo de energia necessário para atingir temperaturas mais altas (Oliveira et al, 1984). Industrialmente, a carbonização é realizada entre 350 e 400 °C, obtendo-se um carvão com aproximadamente 72% de carbono fixo.

Assim, os ensaios de carbonização foram realizados entre 25 e 500 °C, com taxa de 10 °C/min. Foi utilizado nitrogênio ultrapuro a uma vazão de 13 mL/min e massas entre 15,425 mg a 15,989 mg.

Combustão do carvão. O carvão resultante dos ensaios de carbonização foi submetido a ensaios de combustão em presença de ar, com vazão de 13 mL/min, na faixa de 25 °C a 550 °C. As massas se situaram na faixa de 2,6790 mg e 3,8250 mg e a taxa de aquecimento foi de 10 °C/min.

RESULTADOS

Combustão da madeira. A figura 1 apresenta as curvas TG e DTG de combustão das seis amostras de Eucaliptos analisadas. As curvas TG são similares para todas as amostras.

A partir de 480 °C praticamente não há mais nenhuma variação de massa, restando somente cinzas.

Nas curvas DTG o primeiro pico, correspondente à velocidade máxima de combustão da madeira, é praticamente coincidente para todas as amostras (318 °C). Este pico é devido à degradação da holocelulose (celulose e hemicelulose). O segundo pico corresponde à combustão da lignina e ocorre a temperaturas diferentes (Bouchard et al, 1986). Com o aumento do teor de lignina, este pico se desloca para uma temperatura mais alta.

Combustão do carvão. As curvas TG de combustão do carvão também são bastante similares. Há uma diferença na temperatura final de combustão (440 a 480 °C), bem como na porcentagem de cinzas. Isto é devido aos diferentes teores de carbono fixo entre as amostras. As curvas DTG apresentam somente um pico, que varia de 422 °C, no Eucalyptus Grandis, a 457 °C, no Eucalyptus Cloesiana, causando uma defasagem entre elas.

Comparando as curvas TG e DTG, nota-se que quanto maior a temperatura de pico de DTG máxima, maior a

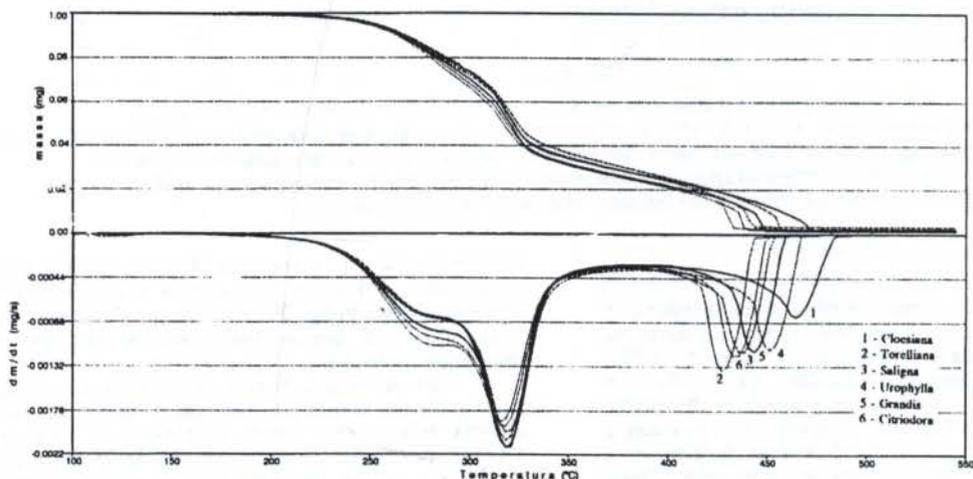


Fig. 1 - Curvas TG/DTG de combustão do Eucalipto

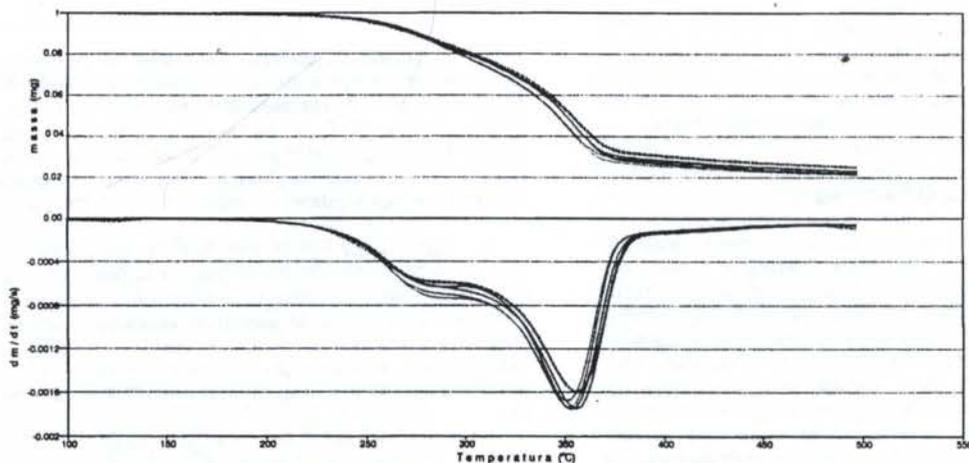


Fig. 2 - Curvas TG/DTG de carbonização do Eucalipto

Carbonização da madeira. A figura 2 mostra as curvas TG e DTG da carbonização das amostras de Eucalipto. Nota-se nas curvas TG, que o início da liberação de voláteis se dá em todas as amostras a uma temperatura próxima de 175 °C. Ao contrário do que acontece na combustão, as curvas DTG de carbonização da madeira apresentam apenas um pico de derivada máxima, praticamente de 354 °C em todas elas. As curvas DTG dos vários ensaios de carbonização dos Eucaliptos, praticamente se superpõem, não havendo portanto diferenças significativas entre as amostras testadas.

temperatura final de combustão. Isto é devido à maior fração da amostra queimada em uma pequena faixa de temperatura, próxima à de pico. Tal fato é comprovado verificando as curvas de perda de massa nessa região.

Atmosfera autogerada. A carbonização em atmosfera autogerada aproxima-se muito dos processos industriais. A atmosfera autogerada é conseguida com os próprios gases liberados na carbonização. As amostras são colocadas em cadinhos fechados com um pequeno furo na parte superior. Como a pressão interna no cadinho é maior que a externa, não há contato do ar atmosférico com a amostra. A figura 3 mostra

a carbonização do Eucalyptus Grandis à taxa de 10° C/min, em atmosfera autogerada e N₂. Pode-se notar que praticamente não existe diferença entre os dois processos.

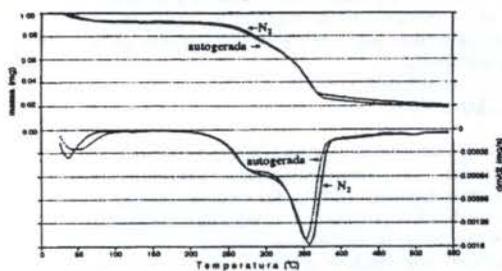


Fig. 3 - Carbonização em atmosfera autogerada e N₂

Reatividade. É um parâmetro muito importante na cinética de combustão e carbonização da biomassa. A velocidade de reação é representada pela taxa de reação mássica (mg/mg.s):

$$\rho_m(t) = -\frac{1}{m_c(t)} \frac{dm_c(t)}{dt} \quad (1)$$

onde $m_c(t)$ e $dm_c(t)/dt$ são respectivamente a massa e a derivada no instante considerado (Ribeiro e Bristoti, 1980). Quanto maior a reatividade, maior a velocidade de combustão.

Deve-se notar que $\rho_m(t)$ é uma função complexa. Depende do meio, da granulometria, da temperatura e do tipo de combustível. Em um meio mais rico em oxigênio a combustão se processa mais rapidamente. Em um meio inerte não há combustão, somente desprendimento de voláteis. Em amostras de menor granulometria, tanto a combustão quanto o desprendimento de voláteis se processam mais rapidamente, devido à maior área externa. O mesmo acontece em temperaturas mais elevadas.

A figura 4 apresenta as curvas de reatividade de combustão das amostras de Eucaliptos. As curvas de reatividade apresentam pontos de inflexão muito mais nítidos que as de DTG.

Nota-se que as curvas de reatividade apresentam dois picos. O primeiro na temperatura de 318° C (0,0019 a 0,0021 mg/mg.s), e o segundo na faixa de 436 a 465° C (0,0008 a 0,0014 mg/mg.s).

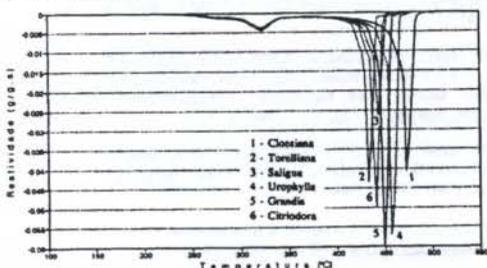


Fig. 4 - Reatividade de combustão do Eucalipto

As curvas de reatividade de carbonização do Eucalipto praticamente se superpõem, concluindo assim que provavelmente não existirá diferenças na cinética de carbonização das várias espécies analisadas. Os picos estão na pequena faixa de 352° C a 356° C, com uma variação mínima da reatividade de 0,0016 a 0,0018 mg/mg.s (figura 5).

Análise dos compostos. Os principais compostos da madeira são celulose, hemicelulose e lignina. A celulose é uma macromolécula composta de unidades ligadas de β-(1→4)-D-

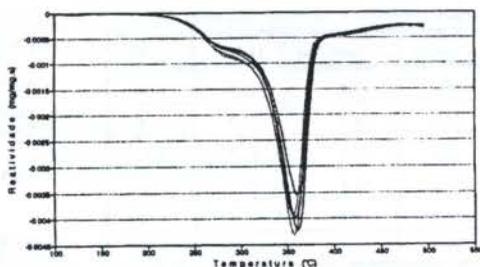


Fig. 5 - Reatividade de carbonização do Eucalipto

glucopirranose, de composição química praticamente constante em todos os tipos de biomassa, exceto quanto ao grau de polimerização e arranjo estrutural.

A natureza química da hemicelulose e lignina é muito variável. A hemicelulose é amorfa, tem baixo peso molecular e é menos resistente à decomposição térmica (Bouchard et al, 1986). A lignina é o composto mais importante na produção de carvão, pois o rendimento do processo de carbonização está diretamente relacionado com o teor de lignina da madeira (Oliveira et al, 1984).

Estes três polímeros têm distintas faixas de temperaturas de decomposição. A hemicelulose é o composto de menor resistência à degradação, seguido da celulose e lignina. A faixa de decomposição da hemicelulose é de 270° C a 330° C. A celulose apresenta um pico bem acentuado na curva DTG a uma temperatura de 320° C. A maior taxa de decomposição da lignina acontece a uma temperatura superior a 350° C (Bouchard et al, 1980).

A atmosfera do forno também exerce uma grande influência na forma dos gráficos TG/DTG. Através da combustão em O₂, ou da carbonização em N₂, não é possível determinar os pontos de separação entre os compostos. Quando a combustão é realizada no ar atmosférico, estes pontos se tornam evidentes, podendo-se assim, separar as faixas de decomposição de cada um. Quando o teor de hemicelulose for superior a 10%, há um ponto de inflexão bem definido na curva DTG a uma temperatura abaixo de 320° C. Este ponto permite calcular o teor de hemicelulose da madeira (Bouchard et al, 1980). Em todas as curvas analisadas no presente trabalho esse ponto é bem evidente, e se dá a 280° C. Conclui-se que todas as amostras possuem acima de 10% de hemicelulose.

Nos ensaios realizados, a faixa de decomposição da lignina é bem definida. Se dá de 380° C a 480° C em todas as amostras. O ponto de separação entre a hemicelulose e celulose não é bem definido, ocorrendo a aproximadamente 280° C, onde existe um ponto de inflexão na curva DTG. O início da combustão da hemicelulose é a aproximadamente 200° C. Este ponto inicial não afeta a precisão, pois não há praticamente nenhuma variação de massa em torno dele. A figura 1 mostra esses pontos. Assim, através da análise termogravimétrica, é possível determinar com relativa precisão o teor de cada um dos três compostos.

A determinação do teor destes três compostos foi realizada pela metodologia desenvolvida por Chauvette et al (1985):

- 1) Hemicelulose: perda de massa ocorrida na faixa de 200° C a 280° C, que é o primeiro ponto de inflexão comum em todas as amostras.
- 2) Celulose: perda de massa ocorrida entre 280° C e 380° C, que é o ponto comum de término de combustão da celulose em todas as amostras.
- 3) Lignina: perda de massa ocorrida entre 380° C e 480° C, que é o ponto final de combustão de todas as amostras.

As tabela 1 mostra a composição encontrada para as seis amostras de Eucaliptos. Os resultados possuem grande coerência com os dados encontrados na literatura.

Tabela 1 - Principais compostos do Eucalipto (base seca)

Espécie	Celulose	Hemicelulose	Lignina	Cinzas
Cloesiana	56,1	15,8	26,9	1,18
Torelliana	56,1	18,3	23,3	2,34
Saligna	56,2	16,5	24,9	3,41
Urophylla	54,8	15,3	28,4	1,48
Grandis	56,9	17,4	24,3	1,44
Citriodora	55,0	19,6	23,2	1,70

Análise imediata. Em média, a madeira é composta aproximadamente de 50% de carbono, 44% de O₂ e 6% de H₂. O teor de N₂ e sais minerais é inferior a 1% (Oliveira et al, 1984). O teor de voláteis é a fração de massa liberada na carbonização entre 105 e 500°C. O teor de cinzas é a fração de massa restante no fim do processo de combustão da madeira. O teor de carbono fixo calcula-se por diferença. A tabela 2 mostra os resultados finais desta análise em base seca.

Tabela 2 - Análise imediata do Eucalipto (base seca)

Espécie	Carbono Fixo	Voláteis	Cinzas
Cloesiana	22,1	76,8	1,18
Torelliana	20,7	77,0	2,34
Saligna	21,4	75,2	3,41
Urophylla	24,0	74,6	1,48
Grandis	20,5	78,1	1,44
Citriodora	19,5	78,8	1,70

Cinética das reações. Para encontrar o mecanismo mais provável da cinética de decomposição, foi utilizado o método gráfico de análise de dados da TG não-isotérmica de Reich e Stivala (1982).

Para dois ensaios de TG a diferentes taxas de aquecimento (RH), pode-se escrever para T constante:

$$\frac{(RH)_2}{(RH)_1} = \frac{g(\alpha_1)}{g(\alpha_2)} \quad (2)$$

onde

$$g(\alpha) = \int_0^{\alpha} d\alpha / f(\alpha) \quad (3)$$

α é taxa de conversão ou fração decomposta:

$$\alpha = (m_0 - m_t) / (m_0 - m_f) \quad (3.06)$$

m_0 = massa inicial da amostra

m_f = massa final da amostra

m_t = massa da amostra no tempo t.

A partir da equação (2), valores de α_1 e α_2 foram correlacionados para [(RH)₂/(RH)₁]=2], para 12 mecanismos diferentes de cinética química, por uma equação de 3º grau:

Foi construído um software em linguagem Pascal, para a análise dos dados de TG, e determinação do mecanismo mais provável, usando o desvio padrão como critério (Reich e Stivala, 1983). O mecanismo que apresentar o menor desvio padrão é considerado o mais provável.

A combustão e carbonização foram analisadas por este método. Na combustão, foram analisadas separadamente as etapas de secagem, combustão da celulose e combustão da lignina. Na carbonização, foram estudadas separadamente a secagem e carbonização. Para todas as etapas analisadas, o mecanismo mais provável é o D3, difusão tridimensional. Assim, a nucleação é instantânea e o prosseguimento da reação ocorre por interpenetração das partículas reagentes, num mecanismo de difusão. O mecanismo D3 é uma lei parabólica proposta por Jander e é dado por:

$$|1 - (1 - \alpha)^{1/3}|^2 = kt \quad (4)$$

O mecanismo D3 é aplicado no estudo de pós e de pequenas peças. É fato conhecido que na combustão industrial de sólidos, o mecanismo predominante é a cinética de reação química e não a difusão do gás. No caso da combustão e carbonização de grandes peças de Eucalipto, pode não ser o mecanismo mais provável.

CONCLUSÃO

Usando a termobalança e combinando dois métodos de análise térmica: a Termogravimetria (TG) e a Termogravimetria Derivada (DTG), foi possível analisar o processo de combustão e carbonização da madeira e combustão do carvão, e determinar os mecanismos cinéticos.

Também, determinou-se as temperaturas de início e fim de combustão, reatividade e fração decomposta ao longo dos processos, análise imediata em bases seca e úmida, além do teor dos principais compostos da madeira: carboidratos (celulose e hemicelulose) e lignina.

Não foram encontradas diferenças significativas nos processos de combustão e carbonização das seis espécies de Eucaliptos. Portanto, a diferença está somente no custo de produção de cada espécie. A grande vantagem desta técnica está na simplicidade do método.

Assim, em um processo industrial pode-se otimizar o consumo da madeira ou carvão conhecendo as etapas e mecanismos dos processos de combustão e carbonização, bem como a sua composição.

ABSTRACT

This work concerns the study of Eucalyptus S.P.P. combustion and carbonization processes in a thermobalance. The kinetic parameters of burning and carbonizing six different species of eucalyptus grown in Brazil were determined by using TG and DTG analyses. The proximate analysis was carried out and the chemistry composition was investigated. As a result, crucial information needed to improve the analysis of the above mentioned processes was gathered which are useful to both laboratorial and industrial scale.

REFERÊNCIAS

- BOUCHARD, J., LÉGER, S., CHORNET, E., OVEREND R. P. Quantification of Residual Polymeric Families Present in Thermo-Mechanical and Chemically Pretreated Lignocellulosics via Thermal Analysis. *Biomass*, England, v.9, p.161-171, 1986.
- CHAUVETTE, G., HEITZ, M., RUBIO, M., KHORAMI, J., CHORNET, E., MENARDI, H. TG/DTG as a Rapid Method for the Characterization of Solid Residues Derived from Liquefaction of Lignocellulosics. *Thermochemica Acta*, Amsterdam, v.84, p.1-5, 1985.
- OLIVEIRA, J.B., MENDES, M.G., GOMES, P.A. Carbonização da Madeira. Modelo Físico e influência das Variáveis de Processo. *Metallurgia ABM*, v.40, n.319, p.315-19, jun.1984.
- REICH L., STIVALA S.S. Graphical Analysis of Non-Isotermal TG Data for Mechanism. *Thermochemica Acta*, v.59, p.247-249, 1982.
- REICH L. STIVALA S.S. Computer Analysis of Non-Isotermal and Isothermal TG Data for Mechanism. *Thermochemica Acta*, v.62, p.129-132, 1983.
- RESENDE, D. J., *Análise da Combustão e Carbonização do Eucalyptus S.P.P. por Termogravimetria*. Tese de Mestrado, Curso de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, 1995.
- RIBEIRO, J. L., BRISTOTTI, A. Oxirreatividade de Carvões do Sul do Brasil. *Metallurgia ABM*, v.36, n.273, p.523-526, Ago. 1980.

ANÁLISE DA FORMAÇÃO E CONTROLE DE POLUENTES QUANDO DA UTILIZAÇÃO DE COMBUSTÍVEIS SECUNDÁRIOS

ROGÉRIO JOSÉ DA SILVA
LUCIANO FERNANDO DOS SANTOS ROSSI
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ - IEM / DME / EFEI
Av. BPS, 1303 - Cep. 37500-000 - ITAJUBÁ - MG

RESUMO

Este trabalho apresenta um estudo sobre as emissões de compostos originários da queima de combustíveis secundários, durante o processo de produção de clínquer nos fornos da indústria cimenteira. A categoria de combustíveis secundários pode englobar desde compostos derivados de lixo urbano, pneus velhos, lama de esgoto, resíduos de origem animal, e resíduos de diversos setores industriais. Dessa maneira é estimada a emissão de compostos gerados pela substituição parcial dos combustíveis fósseis pelos combustíveis secundários, e as relações entre a temperatura nas várias seções do forno e o tempo de residência dos gases residuais, necessário à destruição eficiente desses compostos.

INTRODUÇÃO

Este trabalho apresenta um estudo sobre as emissões de compostos originários da queima de combustíveis secundários, durante o processo de produção de clínquer nos fornos da indústria cimenteira. Na busca da redução do custo do combustível em seu processo de produção, a indústria cimenteira nos últimos anos vem investigando a possibilidade da queima de combustíveis secundários em seus fornos rotativos, em substituição aos combustíveis fósseis utilizados. São considerados combustíveis secundários os combustíveis derivados de lixo urbano, pneus velhos, lama de esgoto, resíduos de origem animal, e resíduos do setor agroindustrial, etc., até resíduos derivados da indústria química, petroquímica e farmacêutica. Dessa maneira é estimada a emissão de compostos gerados pela substituição parcial dos combustíveis fósseis pelos combustíveis secundários, nos fornos de cimenteiras, e as relações entre a temperatura nas várias seções do forno e o tempo de residência dos gases residuais, necessário à destruição eficiente desses compostos nocivos ao meio ambiente. Serão também abordados alguns aspectos cinéticos sobre as reações envolvendo os resíduos perigosos, quando utilizados como combustíveis secundários.

FORMAÇÃO DAS EMISSÕES DE POLUENTES

A indústria cimenteira pode apresentar altas taxas de emissões de CO_2 , NO_x e SO_x com os gases que saem dos fornos rotativos. O grau dessas emissões depende do tipo de combustível utilizado e do processo produtivo (Silva, 1994). As altas temperaturas necessárias ao processo de produção do clínquer, favorecem a formação de NO_x . Por sua vez, as emissões de SO_x estão associadas à presença de enxofre nas matérias-primas. Quanto às emissões de CO_2 , estas relacionam-se com o processo produtivo, com o tipo de combustível e com a constituição química das matérias-primas.

FORMAÇÃO E CONTROLE DAS EMISSÕES DE SO_x

Devido à crescente preocupação com a não agressão ao meio ambiente, o estudo sobre as emissões dos óxidos de enxofre (SO_x) nos fornos rotativos da indústria de cimento tem se tornado importante, principalmente devido à atual tendência de se utilizar combustíveis com baixo conteúdo calorífico e altos teores de enxofre. A formação desses óxidos nesse processo deve-se à presença de sulfatos e de sulfetos no material usado na pasta, e também devido ao uso de combustíveis com altos teores de enxofre (Silva et al., 1993).

Os compostos de enxofre presentes na matéria-prima, e que podem dar origem às emissões de SO_x são: $\text{CaSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, CaSO_4 , $\text{MgSO}_4 \cdot 2\text{H}_2\text{O}$, BaSO_4 , FeS_2 , PbS , e ZnS .

Na combustão, praticamente todo o enxofre presente no combustível será oxidado a SO_2 gasoso. Então, pela oxidação ou dissociação tem-se a formação de dióxido de enxofre no processo de queima do clínquer. Portanto, a presença de álcalis na forma de Na_2O e K_2O , na composição da pasta tanto quanto nas cinzas de alguns combustíveis contribuem para a formação de SO_2 devido à grande afinidade entre eles. Desta maneira os álcalis evaporados na zona de clínquerização do forno, absorvem SO_2 formando sulfatos alcalinos durante a oxidação. Se houver excesso de SO_2 depois da reação com os álcalis, ocorrerão as reações daquele com o CaO proveniente da calcinação do CaCO_3 , e com o próprio carbonato de cálcio, originando os sulfatos de cálcio. Esses sulfatos são incorporados ao clínquer e podem modificar suas características e sua qualidade. Entretanto, os sulfatos alcalinos são formados de modo preferencial, sendo mais resistentes à dissociação do que os sulfatos de cálcio (Goldmann, 1981).

Essas reações são influenciadas pela temperatura, composição das espécies químicas (importantes para a conversão no equilíbrio químico do sistema reacional) e pressão, a qual na indústria de cimento situa-se próxima de 1 atm. Além disso, essas reações sofrem a influência do tamanho das partículas sólidas, de acordo com Devismes (1990), onde em temperaturas ao redor de 1300°C as partículas de CaO devem ter um valor do parâmetro conhecido como área-superfície de Blaine, na faixa de $0,3$ a $1 \text{ m}^2/\text{g}$, de modo a que a absorção possa ser realizada eficientemente.

PROCESSO VIA ÚMIDA

No processo de via-úmida, conforme a origem dos materiais usados na moagem da pasta, as condições na zona de queima do forno rotativo e os compostos presentes na circulação interna dos gases, aproximadamente de 30 a 80% dos compostos de enxofre na pasta são decompostos na zona de queima, formando SO_2 . Este, por sua vez, juntamente com o SO_2 formado durante a queima do combustível, podem ser emitidos para a atmosfera pela chaminé, na faixa de 40 a 60%. Nesses sistemas, considerando a circulação interna, as taxas de evaporação e de absorção de álcalis, estima-se que ao redor de 30% do enxofre que entra junto com a pasta, será emitido pela chaminé, como SO_2 gasoso (Nielsen and Jepsen, 1990). Por causa do maior consumo específico de calor nos fornos rotativos do processo via-úmida, as emissões de SO_2 são muito mais dependentes do conteúdo de enxofre no combustível do que na pasta.

PROCESSO VIA SECA - FORNO COM PRÉ-AQUECEDOR EM SUSPENSÃO

Nos estágios inferiores do pré-aquecedor, onde a mistura alcança temperaturas superiores a 800°C é iniciado o processo de calcinação parcial do CaCO_3 . O CaO liberado pela calcinação nesses estágios, pode absorver o SO_2 ainda presente nos gases de exaustão do forno, formando CaSO_4 . Desta maneira, quase todo o SO_2

formado é absorvido pelo cru sendo novamente introduzido no forno. Portanto, estima-se que de 30 a 50% do SO₂ formado a partir dos sulfetos e sulfatos presentes nas matérias-primas, abandonam o preaquecedor. No caso da circulação dos gases de exaustão pelo moinho, de 15 a 40% apenas, do SO₂ formado a partir dos componentes das matérias-primas, serão emitidos pela chaminé (Nielsen, 1991).

PROCESSO VIA SECA - FORNO ROTATIVO COM SISTEMA DE PRECALCINADOR

No precalcinação pode-se queimar até 60% do combustível necessário para o processo, gerando um elevado nível de calcinação (até aproximadamente 90%), criando condições ideais para a absorção do SO₂ do forno, devido ao alto teor de CaO livre, baixa granulometria do CaO, e fase sólida em suspensão, a uma temperatura variando entre 900 e 1000°C (Nielsen & Jepsen, 1990). Quando a matéria-prima possuir um alto teor de pirita, pode ser necessário injetar CaO na corrente gasosa nos estágios superiores do preaquecedor, numa proporção adequada em função da necessidade de redução do SO₂. Como essa etapa consome metade da energia que seria necessária ao processo via-úmida, aliado a grande absorção de SO₂ pelo CaO, utilizam-se combustíveis com conteúdo de enxofre mais elevado do que em outros processos.

FORMAÇÃO E CONTROLE DAS EMISSÕES DE NO_x

O óxido de nitrogênio é formado durante a combustão, onde há a formação de NO térmico, a partir da reação entre o nitrogênio atmosférico e o oxigênio atômico, em temperaturas acima de 1600°C, bem como, a partir do nitrogênio contido no combustível, o qual pode ocorrer mesmo em temperaturas relativamente baixas. A porcentagem de NO_x é em geral inferior a 10% do NO_x emitido pelo sistema de exaustão em um forno rotativo (Kreft and Schütte, 1986). Os fatores que determinam a concentração de NO nos gases de combustão do forno são: a temperatura de chama, o tipo de chama, a relação de excesso de ar na combustão e o tempo de residência do gás e do material na zona de queima em altas temperaturas.

FORNOS SEM QUEIMA DE COMBUSTÍVEL SECUNDÁRIO

Os processos de via seca em fornos longos, via seca e via úmida com fornos com preaquecedor em suspensão têm em comum o fato que suas emissões de NO são determinadas exclusivamente pelas condições do forno na zona de queima. Quando os gases do forno saem dessa região, sofrem uma queda de temperatura até um nível, onde iniciam lentamente o processo de decomposição do NO. A despeito do fato de que o consumo energético do processo via-úmida é 1,5 a 2 vezes superior ao dos outros processos, o grande volume gasoso associado com sua retenção, permite a redução do NO_x a níveis equivalentes aos do processo via seca com forno longo ou um forno com preaquecedor.

FORNOS COM PRECALCINADOR - QUEIMA SECUNDÁRIA

Em fornos com precalcinação a queima do combustível acontece em duas partes: no principal queimador do forno rotativo e no precalcinação (queima secundária). No calcinador pode-se queimar em temperaturas ao redor de 1000°C, aproximadamente 60% do combustível necessário ao processo, com fornecimento de ar de combustão através de um duto de ar externo. Com isto, a formação do NO térmico a partir da queima secundária é reduzida. Entretanto, haverá uma contribuição para o aumento das emissões de NO_x pela formação de NO oriundo do combustível.

EMISSIONES DE CO₂

As emissões de CO₂ na produção do clínquer estão relacionadas ao CO₂ proveniente da queima do combustível, tanto quanto o CO₂ devido à calcinação do CaCO₃. De acordo com o processo produtivo e tipo de combustível utilizado, pode-se verificar diferentes níveis de emissão de CO₂. A fonte das emissões de CO₂ para os vários processos é apresentada na figura 1 (Silva et. al,

1993). Com a possibilidade de queima de combustíveis residuais em fornos de cimento, no caso de terem um poder calorífico adequado e quando nenhum composto prejudicial a operação do forno e ao meio ambiente é formado, esta pode ser vista como a mais lógica solução, quando comparada com sua deposição em locais especiais, caracterizados por um grande espaço, elevado custo, e também, à destruição do ambiente à sua volta (Rose & Kupper, 1992).

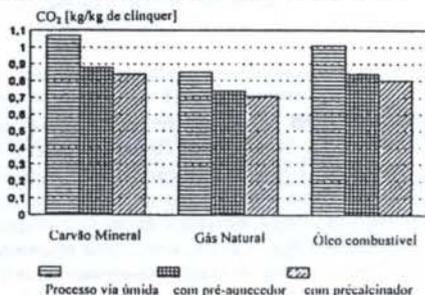


Figura 1 - Emissões de CO₂ em vários processos e com diversos tipos de combustíveis.

Além disso, existem outros aspectos positivos, tais como, a redução do volume de resíduos industriais destinados aos aterros, uma melhor utilização da energia contida nestes, no processo de queima, evitando a deposição das cinzas oriundas da queima desses resíduos, pela sua incorporação ao clínquer.

EMISSIONES DE RESÍDUOS PERIGOSOS

As indústrias química, petroquímica e farmacêutica geram uma gama de resíduos altamente perigosos ao meio ambiente e por extensão à saúde humana. Alguns desses resíduos, dentre os quais os compostos organo-clorados, à temperatura ambiente são de difícil decomposição, sendo seu armazenamento problemático e indesejável. A destruição desses resíduos perigosos exige altas temperaturas de exposição. O processo de produção do clínquer, na indústria cimenteira, faz uso de fornos rotativos com grande extensão e com zonas de queima alcançando temperaturas da ordem de 2000°C. Faz-se então oportuno, um estudo acerca da viabilidade de se utilizar os fornos de clínquer, para a destruição desses resíduos perigosos.

EFICIÊNCIA DE DESTRUIÇÃO DE RESÍDUOS PERIGOSOS

A sequência de reações químicas envolvidas no processo de destruição dos compostos orgânicos presentes nos resíduos perigosos, é um problema complexo que em geral, consiste de uma série de reações de decomposição, polimerização, além de reações com radicais livres. Os processos de decomposição de interesse nesta análise serão: a pirólise e reações de oxidação. Em geral, em temperaturas suficientemente elevadas, a velocidade da reação pode ser conservativamente descrita por uma cinética de 1ª ordem (Castaldini, 1986). Supondo que os resíduos perigosos estejam presentes na fase gasosa antes de ocorrer a decomposição, a taxa de destruição de um composto orgânico perigoso pode ser dada por:

$$\frac{dC_A}{dt} = -K_{rc} \cdot C_A \quad (1)$$

onde C_A representa a concentração molar do composto A [mol] no tempo t [s] e K_{rc} é a constante da taxa da reação [s⁻¹], a qual pode ser estimada através da equação de Arrhenius:

$$K_{rc} = A \exp\left(\frac{-E}{R.T}\right) \quad (2)$$

onde A é o fator pré-exponencial de Arrhenius [s⁻¹]; E representa a energia de ativação para a reação considerada [J/kmol]; R é a constante universal dos gases [J/kmol/K] e T a temperatura [K]. A solução para a equação (1) é dada por:

$$\ln \frac{C_A}{C_{A,0}} = -K_A \cdot \Delta t \quad (3)$$

sendo $C_{A,0}$ a concentração molar inicial do composto A [mol] e Δt representa um intervalo de tempo [s] necessário para ser alcançada a concentração C_A .

Desta maneira, para a destruição de um dado composto perigoso com eficiência de 99,9% ou 99,99%, serão verificados diferentes tempos de residência, para uma determinada faixa de temperatura no interior do forno rotativo. Baseado nas informações de energia de ativação (E) e do fator pré-exponencial de Arrhenius (A) (Morrison & Boyd, 1981 e Castaldini et al. 1986) foram obtidos os tempos de residência para a destruição de vários compostos, como mostrado nas figuras 2 e 3. Pode-se verificar a partir dessas figuras, que alguns tipos de compostos necessitam de um tempo de residência, no interior do forno, mais longo para poderem ser destruídos em temperaturas mais baixas. Sendo assim oportuno, um estudo detalhado acerca das condições de escoamento e de transferência de calor no interior dos fornos de cimento, de modo a poder-se controlar a formação de compostos indesejáveis. Dessa maneira, foi realizado um estudo levando em conta a transferência de calor no interior de um forno rotativo (Menon et al., 1994). A figura 4 mostra o perfil de temperaturas para a fase gasosa, para o material sólido e para as paredes do forno, durante o processo de via-úmida.

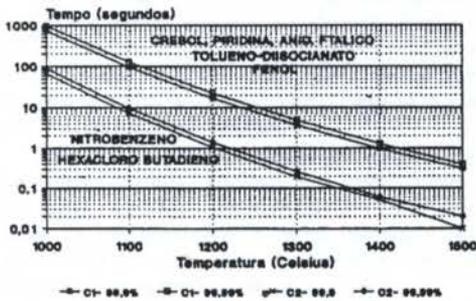


Figura 2 - Tempo de residência para a destruição e remoção (eficiências de 99,9% e 99,99%) para compostos perigosos como cresol, piridina, nitrobenzeno, fenol, etc.

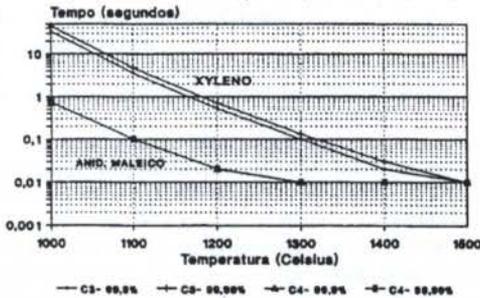


Figura 3 - Tempo de residência para a destruição e remoção (eficiências de 99,9% e 99,99%) para compostos perigosos como o-xileno e anidrido málico.

Baseado nos trabalhos de Menon et al. (1994) e Silva (1994), foi encontrado um tempo de residência, no interior do forno do processo de via-úmida, para temperaturas acima de 1300°C, de 4 segundos, o qual é considerado suficiente para a destruição dos compostos perigosos apresentados (é importante ressaltar que o tempo de residência exigido pela legislação norte-americana, USEPA, é de 2 segundos).

LIMITES PARA AS EMISSÕES DE METAIS PESADOS E COMPOSTOS ORIGINÁRIOS DE COMBUSTÃO INCOMPLETA

As emissões de metais pesados para a atmosfera, devem

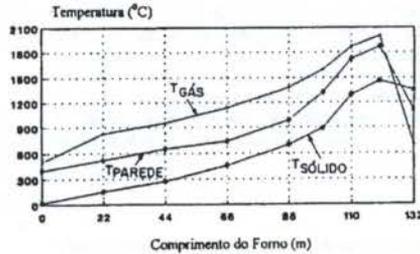


Figura 4 - Perfis de temperatura para os gases, os sólidos no interior do forno rotativo, e das paredes do forno, no processo via úmida (Menon et al., 1994).

obedecer padrões estabelecidos com relação à uma máxima exposição de um indivíduo 24 horas por dia, todos os dias do ano durante uma expectativa de vida de 70 anos. Esta padronização é conhecida como MEI (maximum exposure individual) sendo de origem norte-americana e tendo-se transformado num padrão de referência internacional, para o controle de emissões originárias do co-processamento de resíduos industriais. O padrão MEI está afeto à legislação norte-americana que regulamenta a utilização de fornos industriais e caldeiras para a incineração de resíduos industriais (B.I.F. - Boiling and Industrial Furnaces). Os limites de exposição a diversos compostos é mostrado na Tabela 1 (Holcomb & Pedely, 1992)

Substância	limites [µg/m³]	Substância	limites [µg/m³]
Antimônio	0,30	Cr. Hexav.	0,00083
Arsênio	0,0023	Chumbo	0,09
Bário	50,0	Mercúrio	0,08
Berílio	0,0042	prata	3,0
Cádmio	0,0056	Tálio	0,50
PRODUTOS DE COMBUSTÃO INCOMPLETA			
- 2,3,7,8 - TCDD equivalente - 0,00000022µg/m³			
PRODUTOS ORGÂNICOS PERIGOSOS			
- Eficiência de Destruição e Remoção - 99,99%			

Tabela 1- Limites Máximos de emissões, de acordo com a U.S.E.P.A.

LIMITES PARA A UTILIZAÇÃO DE COMBUSTÍVEIS SECUNDÁRIOS

Devido às características de operação em altas temperaturas, os fornos rotativos da indústria cimenteira podem ser considerados como queimadores passíveis de modificações, para permitir a queima de combustíveis sólidos, líquidos e gasosos. Poder-se-ia mesmo, incinerar uma grande quantidade de resíduo urbano, sob condições especificadas. Entretanto, deve-se manter atenção à compatibilidade entre as cinzas, geradas no processo convencional, e as cinzas geradas a partir da queima dos combustíveis secundários, de modo a ser evitada uma perda na qualidade do clínquer, problemas operacionais, problemas ambientais devido à emissão de poluentes e cuidados com a saúde dos trabalhadores que manuseiam o produto. A partir deste ponto podem ser identificadas algumas características presentes nesses resíduos, os quais podem ser usados nesses fornos, como combustíveis secundários. A quantidade de substituição do combustível primário pelo combustível residual, irá depender da composição química, teor de cloro, traços de metais pesados presentes e da constituição das cinzas residuais. Uma grande parte dos resíduos industriais que têm possibilidade de serem queimados têm um conteúdo elevado de umidade (tão alto quanto 20%), altos teores de cinzas (mais até do que 40%) e baixo poder calorífico. Às vezes esses compostos apresentam altas porcentagens de álcalis, enxofre, cloro, titânio, metais pesados e P_2O_5 (Ahluwalla, 1992). Levando em conta tais características dos combustíveis secundários, o controle da composição da matéria-prima ajuda a assegurar não somente um produto final dentro de determinadas especificações como também torna fácil uma operação balanceada do forno. A redução de perturbações na entrada do forno permite uma alta taxa de produção e consequentemente uma

melhoria da transferência de calor do processo.

O problema de controle ótimo deve-se ao fato de que a composição dos diversos compostos é variável. Além disso, cada um desses compostos pode ter diferentes quantidades de todos aqueles óxidos que os constituem. Por outro lado, um balanço de massa no forno, pode adaptar as quantidades de cloro e de metais pesados a serem introduzidas no combustível, como uma função de seu teor presente na matéria-prima.

CONCLUSÕES

Com o crescente uso de combustíveis com baixo conteúdo calorífico e altos teores de enxofre, os processos de via-úmida e de via-seca apresentam altas taxas de emissões de SO_2 , associado a um alto consumo energético. Em sistemas com preaquecedores e precalcinaidores, o uso de materiais com alto grau de sulfetos pode permitir elevadas taxas de emissões de SO_2 , demandando tratamento dos gases nos estágios superiores do preaquecedor. Entretanto, esses sistemas aparecem como alternativas tecnológicas para o uso de combustíveis não convencionais na produção de cimento. A despeito de não haver uma profunda diferença com relação ao nível de emissão de NO entre os vários processos, o sistema com precalcinaidor e forno rotativo com preaquecedor em suspensão com sistema de controle automático, pode ter seu consumo específico de calor reduzido, com redução na emissão de poluentes. O uso de estágios múltiplos ou de queimadores de baixa emissão de NO_x , aliado a uma combustão escalonada na região de queima secundária, pode contribuir para uma redução de até 50% nas emissões de NO_x . Com o crescimento atual da tendência de se utilizar combustíveis alternativos, os estudos de conservação energética devem também considerar o nível de emissões devido a modificações no processo, de acordo com a importância do consumo energético no setor.

Através da utilização de combustíveis secundários na produção de cimento, é possível por exemplo, economizar a fonte de combustível primário, reduzir as pressões sobre a comunidade e a indústria pela demanda de aterros sanitários, e conservar as fontes de matérias-primas naturais. Entretanto, o objetivo destas fábricas é e sempre será, a produção de cimento, mas se existirem condições técnicas, e não havendo aumento nas emissões de poluentes, elas poderão tornar-se grandes incineradores industriais.

REFERÊNCIAS

- AHLUWALLA, S.C. and PAGE, C.H. (1992). "Effect of Low Grades, Combustible Wastes and Non-Traditional Raw Materials". 9th International Congress on the Chemistry of Cement, pp. 82-122
- CASTALDINI, C. et al. (1986) "Disposal of Hazardous Waste in Boiler and Furnaces." Noyes Publications, New Jersey, USA.
- DEVISMES, R. et al. (1990) Entschwefelung Von schwefeldioxidreichen Rauchgasen mit braunkalk und Kalkhydrat - Bestimmung der spezifischen berflächen und der Positat. ZEMENT-KALK-GIPS, 43 Jahrgang, Nr. 1, pp.38-42.
- HOLCOMB, L.C. and PEDELTY, J.F. (1992). "Exposure to Emissions from Cement Kilns Burning Waste-Derived Fuels Compared to Health Based Standards." Air & Waste Management Association, 85th Annual Meeting & Exhibition, Kansas City, Missouri, USA, June, 21-26.
- MENON, G.J., SILVA, R.J., OLIVEIRA, M. (1994). "Transient Heat Transfer in Cement Rotary Kilns." [In Portuguese] XV-CILAMCE-Ibero-Latin American Congress of Computational Methods for Engineering, EE-UGMG, Belo Horizonte - MG, Brasil, Vol.1, pp.141-150.
- MORRISON, R. e BOYD, R. (1973). "Química Orgânica" 7th Edição, Fundação Calouste Gulbenkian, Lisboa, Portugal.
- NIELSEN, P.B. and JEPSEN, O.L. (1990). The Formation of SO_x and NO_x in Various pyroprocessing Systems. World Cement Technology, pp.528-537.
- ROSE, D. and KUPPER, D. (1992). Ecological and economic aspect of cement production when using waste-derived fuels. ZEMENT-KALK-GIPS, Nr.1, pp.2-6.

- SILVA, R.J., ROSSI, L.F.S., NEBRA, S.A. (1993). "Emission and Control of Pollutants in Cement industry." Third International Conference on Waste Management in the Chemical and Petrochemical Industries, IAWQ - International Association on Water Quality, CETREL S.A., october 20-23, Salvador, Bahia, Brasil, pp.363-370.
- SILVA, R.J. (1994). "Análise Energética de Plantas de Produção de Cimento Portland." Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, São Paulo - Brasil.

ABSTRACT

This work presents a study about the emissions of pollutants in the cement production. This study takes into account the type of fuels utilized for the burning in the rotary kiln, as well as, the composition of raw mix and the clinker. Searching for the reduction of fuel cost, the cement industry has investigated the possibility of burning secondary fuels in its kilns to substitute the primary fuel. It is also estimated the emissions generated by this mentioned substitution and the relationship between temperature, residence time of gases inside the kiln, and the specific efficiency of destruction of hazardous wastes.

ANÁLISE DE PERDAS ENERGÉTICAS POR ELUTRIAÇÃO NA GASEIFICAÇÃO DE BIOMASSA EM LEITO FLUIDIZADO.

Electo Silva Lora, Dpto. de Termoenergética, Sede "Julio A. Mella", Universidad de Oriente, Ave. Las Americas s/n, Santiago de Cuba 90900, Cuba.
End. Atual: DE/FEM/UNICAMP, Caixa Postal 6122, 13083-970, Campinas-SP.
Caio Glauco Sanchez, DETF/FEM/UNICAMP, Caixa Postal 6088, 13083-970, Campinas-SP.

RESUMO

Apresentamos neste trabalho resultados das perdas por elutriação em ensaios de gaseificação de biomassa em leito fluidizado, hem como as diferentes perdas de energia e calor e o aquecimento para o balanço de energia. Gaseificou-se casca de arroz, serragem, bagaço de cana e borra de café. A principal conclusão é que a velocidade superficial do gás é fator determinante das perdas por elutriação.

INTRODUÇÃO

Em avaliações de desempenho de gaseificadores de leito fluidizado é comum ater-se a sua eficiência térmica, pouco se comentando sobre as perdas energéticas ou sobre os pontos do reator em que se concentram. Neste estudo experimental procurou-se avaliar as diversas perdas energéticas apresentadas por um equipamento de laboratório.

As perdas por elutriação constituem uma das causas mais importantes da baixa eficiência em gaseificadores de leito fluidizado atmosférico. Estas perdas tornam-se mais críticas ainda se considerarmos a baixa densidade e a fina granulometria dos resíduos de biomassa utilizados como combustível em gaseificadores de leito fluidizado.

Os fatores operacionais e construtivos que mais influenciam as perdas energéticas por elutriação são:

- Velocidade superficial do gás.
- Altura do leito.
- Altura do "free-board".
- Granulometria e local de alimentação da biomassa.

Existem poucas publicações que abordam o assunto da elutriação em gaseificadores de leito fluidizado para biomassa. Van den Aarsen (1983) apresenta um gráfico da relação entre a quantidade de cinza e coque elutriado e a velocidade superficial do gás para o caso da gaseificação de resíduos de madeira em leito fluidizado. Na faixa de velocidade pesquisada por ele, entre 0,4 e 1,2 m/s, não se observa um acréscimo sensível da quantidade de cinza e coque elutriado. Jollez et al. (1993) apresentam as características da elutriação num gaseificador piloto operando com resíduos de madeira e lixo: concentração de particulados no gás de $0,5 \text{ g/Nm}^3$ e diâmetro das partículas $< 1 \text{ }\mu\text{m}$. Butuk and Vance (1987) estudaram a gaseificação de sabugo de milho em leito fluidizado. São reportadas eficiências na faixa de 66 a 76 % e um conteúdo de elementos combustíveis nos sólidos elutriados de 85 %, o que segundo os autores deve corresponder entre 10 e 20 % da energia do combustível. Ferret et al. (1993) apresentam valores das perdas por elutriação de 11 e 6 % para temperaturas do leito de 800 e 850 °C, respectivamente. Estes resultados foram obtidos com

casca de arroz, usando como agente de gaseificação uma mistura de ar e vapor de água.

INSTALAÇÃO EXPERIMENTAL E METODOLOGIA DA DETERMINAÇÃO DAS PERDAS POR ELUTRIAÇÃO

Os ensaios foram realizados num gaseificador de leito fluidizado com 200 mm de diâmetro interno na região do leito e 2000 mm de altura, instalação experimental que é descrita em detalhe em publicações anteriores (Sánchez e Silva, 1994 e 1995). Foi pesquisada a gaseificação de quatro tipos de resíduos vegetais: casca de arroz, bagaço de cana, serragem e borra de café.

A figura 1 mostra o diagrama esquemático para o balanço energético do gaseificador. Assim a equação geral do balanço é a seguinte:

$$Q_d = Q_{\text{util}} + Q_g + Q_{\text{cin}} + Q_{\text{ma}} + \Delta Q \quad (1)$$

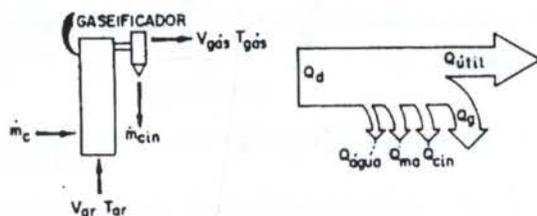


Figura 1- Diagrama esquemático para o balanço energético.

As equações para o cálculo de Q_d , Q_{util} , Q_g , Q_{cin} e Q_{ma} são as seguintes:

$$Q_d = PCI_{comb} + Q_{ar} \quad (2)$$

$$Q_{util} = \frac{V_{gas} \cdot PCI_{gas}}{m_p} \quad (3)$$

$$Q_g = H_t - H_s \quad (4)$$

$$Q_{cin} = Q_{carb} + Q_{cs} \quad (5)$$

$$Q_{carb} = \frac{m_{cin} \cdot C_{carb} \cdot PCI_{carb}}{m_p \cdot 100} \quad (6)$$

$$Q_{cs} = \frac{m_{cin} \cdot c_{cin} \cdot (t_s - t_e)}{m_p \cdot 100} \quad (7)$$

$$Q_{ma} = \sum_{i=1}^n \frac{u_i \cdot A_i \cdot (t_s - t_e)}{m_p} \quad (8)$$

Dividindo-se os membros da equação (1) por Q_d e multiplicando por 100 temos:

$$100 = \frac{Q_{util}}{Q_d} + \frac{Q_g}{Q_d} + \frac{Q_{cin}}{Q_d} + \frac{Q_{ma}}{Q_d} + \frac{\Delta Q}{Q_d} \quad (9)$$

Assim considerando $\frac{Q_{util}}{Q_d} = E_{flam}$ e $\frac{Q_g}{Q_d} = q_g$ temos

finalmente:

$$100 = E_{flam} + q_g + q_{cin} + q_{ma} + \Delta q \quad (10)$$

$$q_{cin} = q_{carb} + q_{cs} \quad (11)$$

Em alguns casos a entalpia do gás obtido pode ser aproveitada, por exemplo em aplicações de combustão direta em fornos e caldeiras. Assim não seria lógico considerar q_g como uma perda, aplicando-se nestes casos o conceito de eficiência a quente:

$$E_{flam} = E_{flam} + q_g \quad (12)$$

A metodologia de determinação das perdas por elutriação é a seguinte:

- Com um dispositivo de amostragem são retiradas, num intervalo de tempo determinado, as cinzas separadas pelo ciclone.
- Determina-se no laboratório o teor de carbono combustível na amostra.
- Calcula-se o valor das perdas relativas pela equação 6.

RESULTADOS

A figura 2 mostra a relação que existe entre o valor das perdas energéticas e o fator de ar para o caso da serragem. Como se observa os maiores valores correspondem às perdas ao meio ambiente, aproximadamente 60 %, devido ao deficiente isolamento térmico na zona do leito. As perdas com a entalpia dos gases q_g e as perdas com o carbono não queimado nas cinzas q_{carb} possuem valores de 6 e 5,5 % respectivamente para um fator de ar de 0,20. As perdas pela entalpia das cinzas possuem valores menores de 0,1 % e são desprezíveis. Os resultados da figura 2 foram obtidos considerando a saída do ciclone como a fronteira do volume de controle. Outros resultados foram obtidos considerando só o volume do leito.

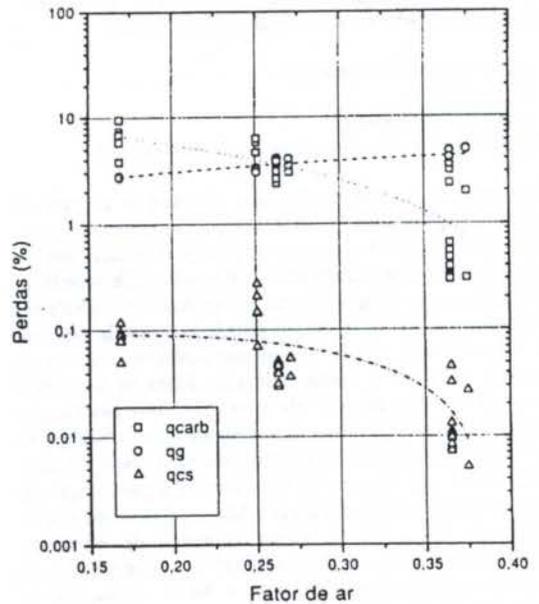


Figura 2- Gráfico das perdas e o fator de ar para o caso da serragem.

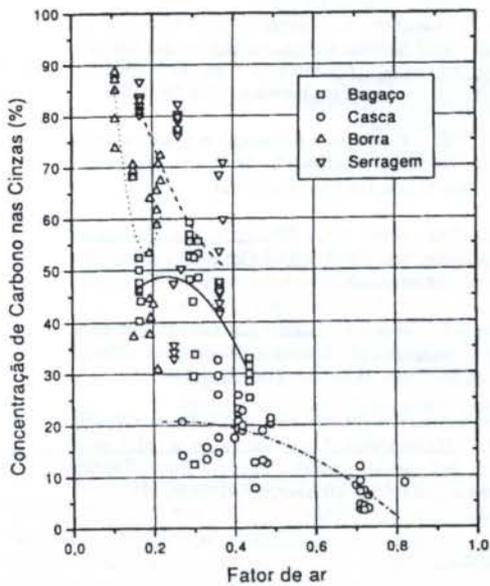


Figura 3- Concentração de carbono nas cinzas elutriadas em função do fator de ar.

Na figura 3 apresenta-se a relação entre a concentração de carbono nas cinzas elutriadas e o fator de ar. Para a casca de arroz a curva de ajuste não apresenta um máximo. Pelos dados experimentais o valor máximo de 33 % de carbono nas cinzas elutriadas corresponde a um fator de ar de 0,35. A concentração de carbono nas cinzas elutriadas atinge valores muito maiores para o caso do bagaço de cana (até 60 % para fatores de ar de 0,3) e para os casos da borra e da serragem (até 90 % para fatores de ar iguais a 0,2). Isto é consequência da granulometria mais fina destas biomassa (Sánchez, 1994).

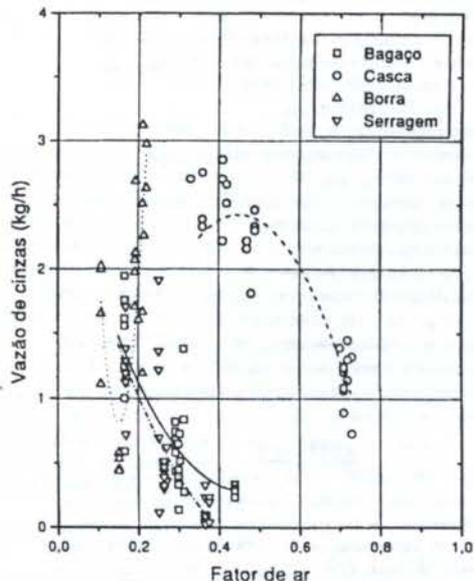


Figura 4- Vazão de cinzas elutriadas em função do fator de ar para as biomassa testadas.

A borra de café apresenta um comportamento anômalo por causa da variação da velocidade superficial do gás durante os testes, o que aumentou consideravelmente a concentração de carbono nas cinzas elutriadas.

Para todas as biomassa, com exceção da borra de café, pelas razões já explicadas, a vazão das cinzas elutriadas diminui com o aumento do fator de ar (Figura 4), devido a uma menor concentração de biomassa no leito e maior temperatura do mesmo.

Verifica-se que as maiores perdas por elutriação acontecem na faixa de fator de ar correspondente às maiores eficiências do gaseificador. A figura 5 apresenta os valores destas perdas para as biomassa pesquisadas. Para a casca de arroz observa-se um valor das perdas q_{carb} de 8 % para um fator de ar de 0,4. O bagaço de cana e a serragem apresentam valores destas perdas de 4 e 5,5 % respectivamente para um fator de ar de 0,2. Justifica-se o fato das perdas para a casca de arroz serem aproximadamente o dobro que as perdas para o bagaço de cana e a serragem pela granulometria mais fina destas duas últimas biomassa. O comportamento da curva correspondente à borra de café pode ser explicado mediante a análise da figura 6 que relaciona o fluxo de cinzas e a temperatura do leito, indicando a velocidade superficial do gás correspondente a cada ponto experimental.

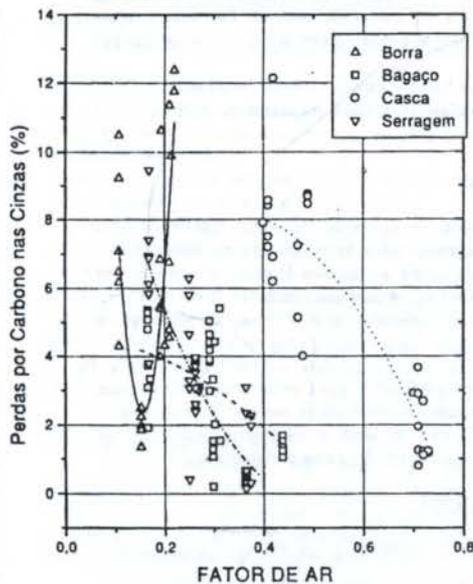


Figura 5- Valor das perdas q_{carb} em função do fator de ar para as biomassa testadas.

Durante a operação de nosso gaseificador variou-se a velocidade superficial do gás na faixa entre 0,68 e 1,15 m/s. Assim a vazão de cinzas é decrescente até o valor de 0,78 m/s, devido a predominância do efeito do aumento da temperatura do leito sobre as reações de gaseificação. Isto se explica pela elevação da temperatura desde valores da ordem de 550 °C, onde as reações de gaseificação são lentas, até valores operacionais acima de 700 °C. Na parte direita da curva observa-se que o acréscimo da velocidade superficial do gás de 0,78 m/s a 1,15 m/s corresponde a um aumento do fluxo de cinzas elutriadas de 0,5 a 3,0 kg/h.

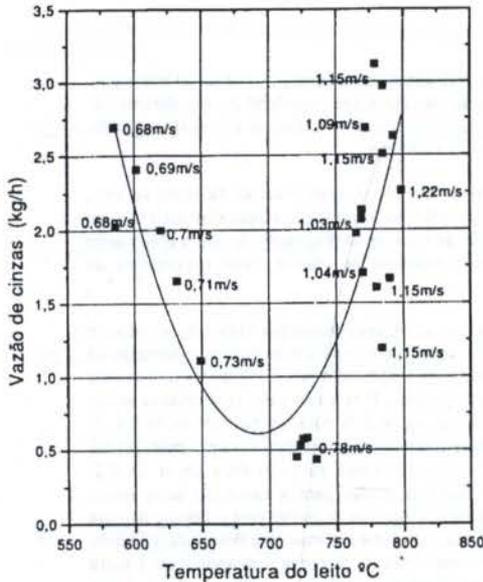


Figura 6- Vazão de cinzas elutriadas em função da temperatura do leito para a borra de café.

Com base na experiência em nossa instalação experimental e em informações da literatura, pode-se formular algumas recomendações para se atingir valores aceitáveis nas perdas por elutriação:

- operação com baixa velocidade superficial do gás e
- aumento da seção transversal do reator na região do free-board

CONCLUSÕES

Nas condições de operação de nosso gaseificador as maiores perdas correspondem às perdas ao meio ambiente, por causa do seu deficiente isolamento térmico. As perdas por elutriação, cujos valores situam-se entre 2 e 12 % em condições de operação, são afetadas por fatores operacionais e construtivos.

A velocidade superficial do gás é um fator determinante nas perdas por elutriação. Recomenda-se valores deste parâmetro em torno de 0,7 m/s, na qual se garante a estabilidade da fluidização e baixos valores de perdas por elutriação.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos à FAPESP e ao CNPq pelos auxílios concedidos.

REFERÊNCIAS

- Butuk, N., Vance, R.M., "Fluidized bed combustion and gasification of corncobs", Journal of the American Society of Agricultural Engineers, Vol. 30, No. 2. pp. 543-547, 1987.
- Ferreti, L. S., Castellan, J. L., Katzap, J., Marquezan, J. L. G., Sobreiro, L. E. L., Dalla-Zen, L., "Rice Husk Gasification in Fluidized Bed Reactor", proceedings of Second Asian-Pacific International Symposium on Combustion and Energy Utilization, World Publishing Corporation, pp. 301-304, 1993.

- Jollez, P. Laramée, L., Bangala, D., Chornet, E., "Gasification of biomass wastes: studies on hot filtration and gas reforming", presented in The First Biomass Conference of the Americas, Burlington, VI, USA, 1993.
- Sánchez, C.G., "Estudo da volatilização e gaseificação da biomassa em leito fluidizado", Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, 1994.
- Sánchez, C.G., Silva, E.L., "Fluidized bed gasification research in the State University of Campinas", Energy for Sustainable Development, Vol. 1, No. 4, pp. 31-33, 1994a.
- Sánchez, C.G., Silva, E.L., "Gaseificação da casca de arroz em leito fluidizado", 5º Encontro Nacional de Ciências Térmicas, São Paulo, Brasil, pp. 199-202, 1994b.
- van den Aarsen, F.G., Beenackers, A.A.C.M., van Swaij, W.P.M., "Thermochemical gasification in a pilot plant fluidized bed wood gasifier", Energy from Biomass Conference, 2nd E.C. Conference, pp. 425-430, 1983.

NOMENCLATURA

- Aj - Área da seção *i* na superfície externa do reator, m².
- C_{carb} - Concentração de carbono fixo nas cinzas, %.
- c_{cin} - Calor específico das cinzas, MJ/Nm³°C.
- H_a - Entalpia do ar na entrada do compressor, MJ/kg_{comb}.
- H_g - Entalpia do gás na saída do gaseificador, MJ/kg_{comb}.
- m_c - Vazão mássica de combustível, kg/s.
- m_{cin} - Vazão mássica das cinzas, kg/s.
- PCI_{comb} - Poder calorífico inferior do combustível, MJ/kg_{comb}.
- PCI_{carb} - Poder calorífico inferior do carbono fixo (assume-se um valor de 32 804 MJ/kg), MJ/kg.
- PCI_{gás} - Poder calorífico inferior do gás obtido no gaseificador, MJ/Nm³.
- Q_{ar} - Energia fornecida pelo ar do compressor, MJ/kg_{comb}.
- Q_{carb} - Perdas pelo carbono não queimado nas cinzas, MJ/kg_{comb}.
- Q_{cin} - Perdas com a elutriação das cinzas (pelo carbono não queimado e a entalpia dos particulados), MJ/kg_{comb}.
- Q_{cs} - Perda pela entalpia das cinzas, MJ/kg.
- Q_d - Energia disponível, MJ/kg_{comb}.
- Q_g - Perda pela entalpia do gás, MJ/kg.
- Q_{ma} - Perda de calor ao meio ambiente, MJ/kg_{comb}.
- Q_{útil} - Energia útil, MJ/kg_{comb}.
- q_{carb} - Perdas pelo carbono não queimado nas cinzas, %.
- q_{cs} - Perda pela entalpia das cinzas, %.
- q_g - Perda pela entalpia do gás, %.
- q_{ma} - Perda de calor ao meio ambiente, %.
- uj - Coeficiente de transferência de calor na seção *i*, MJ/m².
- V_{gás} - Vazão de gás na saída do reator, Nm³/s.
- t_e - Temperatura de entrada do combustível no reator, °C.
- t_s - Temperatura do gás antes do ciclone, °C.
- t_{si} - Temperatura da seção *i* na superfície externa do reator, °C.
- ΔQ - Erro do balanço, MJ/kg_{comb}.

ABSTRACT

In this paper the results of an experimental study about elutriation losses during biomass fluidized bed gasification are presented. Equations for the gasifier thermal analysis, as well as the results from determination of different heat losses when operating with rice husk, sawdust, sugarcane bagasse and spent coffee grounds are presented too. It is concluded that the superficial gas velocity is the determining factor in elutriation losses.

MODELAGEM E PESQUISA DOS PROCESSOS DE COMBUSTÃO NOS FLUXOS "GÁS" + "LÍQUIDO"

Krioukov V.G. Mestrado em "Modelagem Matemática".
Universidade Regional de Ijuí (UNIJUÍ) Rio Grande do Sul - Brasil.
Abdulline A.L. Departamento de Termodinâmica.
Universidade Estatal Técnica de Kazan - Rússia.

RESUMO

Descreve-se o modelo matemático complexo para fluxos multifásicos reagentes, que formam-se em resultado da injeção de um líquido disperso dentro do escoamento gasoso de alta temperatura. Leva-se em conta: as transformações químicas (em quadros da cinética química); a interação aerodinâmica entre as gotas e a fase gasosa; o aquecimento e a evaporação das gotas (para as pressões subcríticas e supercríticas); polidispersidade da pulverização; a possibilidade da formação das substâncias condensadas. Estão citados alguns resultados das pesquisas numéricas para os vários tipos de fluxos reagentes.

INTRODUÇÃO.

Os escoamentos da mistura de gás e líquido ("gás + liq") com temperatura alta ($T_g \geq 1000K$) são encontrados em diversas instalações: nas caldeiras para calefação; nos volumes cilindrados dos motores à explosão; nas câmaras de combustão (o turbo-reator, o propulsão líquido); nos geradores de gás. Estes escoamentos determinam, em grande parte, as suas características (energéticas, ecológicas, etc.).

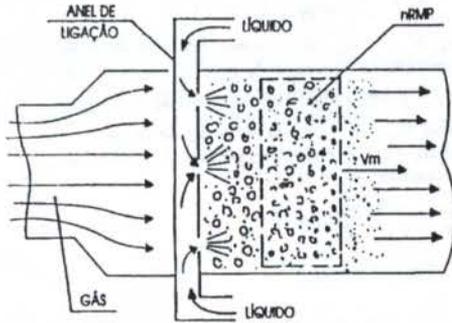


Fig.1 Esquema do escoamento

Na fig.1 está mostrado o esquema principal dos escoamentos de "gás + liq". Há um canal em que flui a mistura de gás de alta temperatura. Na seção determinada pelos sistemas dos injetores, injeta-se líquido. No processo de interação aerodinâmica este líquido é disperso em gotas miúdas de vários diâmetros (5...200 microns), que se arrastam pelo fluxo. Entre cada gota e o gás forma-se a camada limite. Por esta camada penetram: o calor do gás à gota e o vapor do líquido ao gás. O vapor e o gás podem reagir quimicamente.

A pressão do gás (p) pode ser maior que a pressão crítica (p_{cr}) e então o esquema clássico de evaporação muda. As vezes as reações químicas processam-se devagar e então a mistura gasosa pode estar em desequilíbrio químico. A evaporação modifica as propriedades do meio gasoso, ou seja, muda a sua velocidade, a temperatura e a composição. Podem aparecer substâncias condensadas.

DESCRIÇÃO DOS FENÔMENOS.

É evidente que o quadro dos processos é muito complexo e a sua modelagem é impossível sem as suposições. Porém, o modelo matemático deve levar em conta os fenômenos principais e as suas interligações para determinar, em particular,

as características dinâmicas dos processos; o comprimento da zona de evaporação; a composição dos produtos de combustão; a sua capacidade de trabalho. É desejável, que o modelo possa calcular as características dos vários combustíveis, que haja uma área de aplicação ampla.

Na base destas sugestões, foi criado o modelo matemático dos escoamentos reagentes "gás + liq". O esquema físico correspondente inclui os seguintes fenômenos:

- a polidispersidade da pulverização de líquido;
- as interações aerodinâmica e energética do fluxo gasoso e das gotas líquidas;
- o aquecimento e a evaporação das gotas (tanto para $p < p_{cr}$ como para $p > p_{cr}$);
- a modificação da composição e da temperatura de gás nos processos da evaporação e a interação química que se baseia nas leis da cinética química;
- leva-se em conta a possibilidade da formação das substâncias de condensação nos produtos de combustão.

As hipóteses simplificadoras do esquema são: o escoamento é unidimensional; as gotas líquidas têm distribuição uniforme na seção transversal do canal; a distribuição inicial das gotas pelos diâmetros é discreta; a mistura gasosa subordina-se à equação de estado do gás perfeito; as gotas têm forma esférica; a camada limite ao redor da gota limita-se pela "película reduzida" (Frank-Kamenetski, 1988); as reações químicas processam-se na fase gasosa.

MODELO MATEMÁTICO.

Em concordância com este esquema, o modelo matemático deve incluir as equações: de movimento; de evaporação e de aquecimento das gotas; as equações de movimento, de energia e de conservação da massa (para toda a mistura); as equações da cinética química, etc.

As equações da cinética química aplicam-se na forma que é correta para um reator não estacionário de mistura perfeita (nRMP, fig.1), que pode variar o volume no processo de combustão, trocar o calor com o meio ambiente, admitir a admissão (\dot{m}_i^+) e o escape (\dot{m}_i^-) de substâncias (no caso geral $\dot{m}_i^+ \neq \dot{m}_i^-$). Para nosso modelo convenhamos que nRMP move-se com a velocidade do gás. A dedução das equações para nRMP foi feita em (Krioukov, 1989a). Para um sistema reagente existe um composto de "n" substâncias individuais ($\Lambda_1, \dots, \Lambda_n$), entre as quais ocorrem "m" reações elementares reversíveis:

$$\sum_i v_{ij}^+ \Lambda_i \rightleftharpoons \sum_i v_{ij}^- \Lambda_i \quad i=1, \dots, n \quad j=1, \dots, m \quad (1)$$

onde: v_{ij}^+, v_{ij}^- - são os coeficientes estequiométricos de reações,

e as "r" reações de troca de massa:

$$\sum_i v_{ij} A_i \rightarrow \sum_j v_{ji} A_j \quad i=1...n, j=(m+1)...(m+r) \quad (2)$$

as quais identificam a admissão (ou o escape) das substâncias no (ou do) reator.

Determinando tais reações e as suas constantes em conformidade com as equações da cinética química pode-se inclui-las no mecanismo comum das reações. A forma definitiva das equações da cinética química será a seguinte:

$$\frac{dy_i}{d\tau} = -c^i \sum_j v_{ij} \Omega_j + \sum_q \sum_i v_{qi} \Omega_q \quad (3)$$

onde: $i, p, q = 1...n; j = 1... (2m+r);$

$$\Omega_j = k_j (p/R_0 T)^{\bar{m}_j} \exp(-\sum_p n_{pj} \gamma_p);$$

$$\bar{m}_j = m_j - 1 + \sum_p n_{pj}; \quad \gamma_i = -\ln r_i \quad (4)$$

$$v_{ij} = v_{is}^+ - v_{is}^-; \quad n_{ij} = v_{is}^+; \quad j=s; \quad s=1...m;$$

$$v_{ij} = v_{is}^+ - v_{is}^-; \quad n_{ij} = v_{is}^+; \quad j=s+m; \quad s=1...m;$$

$$v_{ij} = v_{is}^+ - v_{is}^-; \quad n_{ij} = v_{is}^+; \quad j=s+m; \quad s=(m+1)...(m+r);$$

r_i - é a concentração molar da substância "i"; m_j - é o índice de participação na reação "j" da partícula catalítica ($\bar{m}_j = 1$ ou 0); p - é a precisão; T - é a temperatura; k_j - é a constante da velocidade de reação "j". Algumas substâncias podem estar na fase condensada; para levá-las em conta nas (3) utiliza-se o método das "grandes moléculas" (MGM). A substituição (4) permite calcular (nas situações reais) as concentrações pequenas, o que é importante para os problemas da previsão da emissão de poluentes. O reator nRMP move-se e por isso é razoável apresentar as equações (3) na forma:

$$\frac{dy_i}{dx} = \frac{1}{V_m} (-c^i \sum_j v_{ij} \Omega_j + \sum_q \sum_i v_{qi} \Omega_q) = f_i^r \quad (5)$$

Além disso, no sistema reagente existe uma correlação:

$$F_r = I_m - \sum_i I_i f_i / \sum_i \mu_i r_i = 0 \quad (6)$$

onde: I_m - é a entalpia de gás; I_i, μ_i - são entalpia e massa molecular da substância "i". Para cada grupo de gotas (o índice "s") a equação do movimento tem a forma:

$$\frac{dV_s}{dx} = K_s^* \frac{\rho \mu_m}{V_s T_m} \cdot \frac{(V_m - V_s) V_m - V_s}{(\bar{G}_s)^{0,33}} = f_s^v \quad (7)$$

onde:

$$\bar{G}_s = m_s H_s / G_s; \quad G_s = G_m + \sum_s G_s; \quad K_s^* - \text{é a grandeza}$$

que caracteriza a resistência aerodinâmica da gota; G_m, V_m, T_m, μ_m - são características do gás: consumo; velocidade; temperatura e massa molecular; $V_s, \rho_s, m_s, G_s, H_s$ - são características de s-grupo de gotas: velocidade, densidade, massa, consumo e consumo da quantidade de gotas.

Para cada grupo de gotas a equação da evaporação tem a forma:

$$\frac{d\bar{G}_s}{dx} = \left(\frac{\bar{G}_s}{\rho_s}\right)^{1/3} \frac{(T_m + T_s^R)^{3/2} z_s^2 K_s^0}{T_m V_s} = f_s^0 \quad (8)$$

onde: K_s^0 - é grandeza que caracteriza o processo de evaporação; T_s^R - a temperatura da superfície da gota.

Para $p < p_{cr}$ o valor z_s pode ser determinado pela fórmula:

$$z_s^2 + \ln \left(1 - \frac{\rho_v}{\rho_s} \cdot \frac{p_v}{p} \right) = F_s^z = 0 \quad (9)$$

onde: z_s - é o parâmetro da evaporação; ρ_v, ρ_s - são a densidade e a pressão parcial do vapor sobre a superfície da gota.

Para $p > p_{cr}$ o valor z_s calcula-se em outras correlações que foram obtidas (Krioukov, 1989b) do modelo modificado da evaporação da gota. Neste modelo foi realizado o esquema de evaporação levando em conta a irregularidade do aquecimento

da gota, que é diferente dos esquemas conhecidas (que admitam $T_s = \text{idem}$ em todo o volume da gota).

Suponhamos que a distribuição T_s pelo raio da gota se descreve pela fórmula: $T_s = a_s + b_s (r/R_s)^2$, onde: a_s, b_s - são funções do tempo (fig. 2).

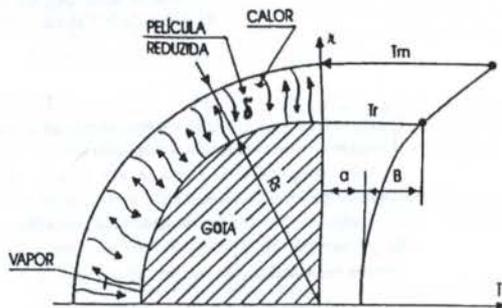


Fig.2 Esquema de vaporização da gota

Então a grandeza $\Phi_s = m_s \cdot \bar{i}_s$ (onde \bar{i}_s - é a entalpia média) pode ser aproximada de antemão pela correlação:

$$\Phi_s = m_s (\lambda + B a_s + C b_s + D a_s b_s + E a_s^2 + F b_s^2) \quad (10)$$

Depois, usando em princípio a técnica de Priem e Heidmam (1960), pode-se obter a equação:

$$\frac{d\Phi_s}{dx} = f_s^0 \cdot K_s^* \left(L_s + i_s - \frac{C_s^* \cdot (T_m - T_s^R)}{\exp(z_s^2 \cdot K_s^*) - 1} \right) = f_s^1 \quad (11)$$

onde: $\bar{\Phi}_s = \Phi_s / \Phi_s^0$; K_s^*, K_s^0 - os parâmetros variáveis de pouca; i_s - a entalpia na superfície da gota; L_s - o calor de vaporização; C_s^* - o calor específico na "película reduzida"; Φ_s^0 - o valor inicial Φ_s ; μ_v - a massa molecular do vapor.

Além disso, (11) é necessário incluir no modelo as equações para os valores "a" e "b":

$$\frac{da_s}{dx} = \frac{b_s K_s^*}{V_s \rho_s^{1/3} \cdot \bar{G}_s^{2/3}} = f_s^a \quad (12)$$

$$\frac{db_s}{dx} = (2F \cdot b_s + C + D \cdot a_s)^{-1} \times \left[\frac{\bar{i}_s}{\bar{\Phi}_s} f_s^0 - \frac{\bar{i}_s}{\bar{G}_s} f_s^1 - (B + D \cdot b_s + 2F \cdot a_s) f_s^1 \right] = f_s^b \quad (13)$$

onde: K_s^* - os parâmetros variáveis de pouca; λ_s, C_s - as propriedades médias da gota (o calor específico e a condutibilidade térmica).

Para $p > p_{cr}$ a correlação (9) é necessário trocar pela equação:

$$\frac{1}{\bar{\Phi}_s} \cdot f_s^0 - \frac{1}{\bar{G}_s} \cdot f_s^1 - \frac{1}{\bar{G}_s} f_s^1 (B - C) + a_s (2E - D) + b_s (D - 2F) = F_s^z = 0 \quad (14)$$

A constante de velocidade da reação "da admissão de vapor" no gás (\rightarrow vapor) determina-se pela fórmula:

$$k_v = \frac{V_m \cdot p \cdot \mu_m \sum_s f_s^0}{1000 \cdot R_0 \cdot T_m (1 - \sum_s \bar{G}_s)}; \quad (15)$$

É necessário incluir no modelo matemático as equações para todo o escoamento: "gás + liq":

a) a equação do movimento:

$$\frac{dV_m}{dx} = \left[\frac{1 - \rho_m \cdot V_m \sum_s \bar{G}_s / (V_s \cdot \rho_s) - \sum_s \bar{G}_s}{\rho_m \cdot V_m} \right] \frac{dp}{dx} + \sum_s (V_s - V_m) f_s^0 + \sum_s \bar{G}_s \cdot f_s^1 \times \frac{1}{1 - \sum_s \bar{G}_s} = f_v^m \quad (16)$$

b) a equação da energia:

$$I_m + V_m^2/2 - \frac{\left(\bar{i}_T - \sum \bar{G}_s (\bar{i}_s + V_s^2/2) \right)}{1 - \sum \bar{G}_s} = F_m^i = 0; \quad (17)$$

onde: \bar{i}_T - é a entalpia inicial do escoamento. A equação da continuidade utiliza-se para a previsão do valor "dp/dx" no passo de integração.

Em resultado, o modelo matemático para o fluxo "gás + liq" com as reações químicas contém o sistema das seguintes equações: (5), (6), (7), (8), (11), (12), (13), (9 ou 14), (16), (17). As grandezas incógnitas são: $\gamma_i, V_s, \bar{G}_s, \bar{\phi}_s, a_s, b_s, z_s, V_m, T_m, I_m$. Por exemplo, se o meio gasoso inclui 20 substâncias e o líquido está apresentado por 5 grupos de gotas o modelo contém $20 + 6 \times 5 + 3 = 53$ equações, das quais "45" são diferenciais e "8" são algébricas.

ALGORITMO e PROGRAMA.

O algoritmo do cálculo determina-se pelas propriedades das equações da cinética química que pertencem ao tipo dos sistemas "duros" de equações diferenciais. Pode-se integrá-las só com a aplicação dos esquemas de cálculos "implícito-diferenciais", um dos quais (esquema de Pirumov (1967)) foi realizado no algoritmo. A descrição do algoritmo está mostrada em (Krioukov, 1989a).

O software conserva todo o nível da universalidade que foi previsto pelo modelo matemático, ou seja, é invariante em relação: às substâncias reagentes, às reações químicas e aos tipos dos líquidos.

PESQUISAS NUMÉRICAS.

1. O escoamento $(O_2 + NH_3)_m + (NH_3)_s$. Este fluxo forma-se no resultado da injeção do amoníaco líquido nos produtos de combustão $(O_2 + NH_3)_m$ para baixar a temperatura T_m .

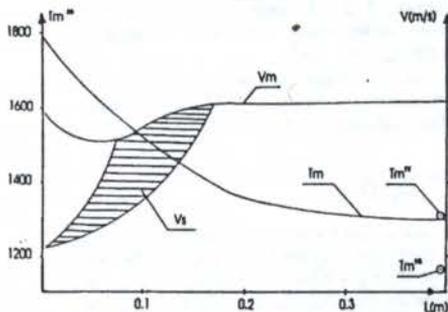


Fig. 3 Alteração dos parâmetros do escoamento.

Foram realizadas pesquisas numéricas destes escoamentos nos intervalos: $p=20...100$ atm; α_{ox}^* (o coeficiente de excesso do oxidante na entrada)=0,5; α_{ox}^* (na saída)=0,2...0,3; d_s (os diâmetros das gotas do líquido) = 100... 80 μ m; $V_m = (30... 80)$ m/s.

O meio reagente foi apresentado por substâncias individuais (O, H, N, O₂, H₂, OH, N₂, H₂O, NO, NO₂, NH, NH₂, NH₃) e por 30 reações reversíveis. A evaporação na mistura gasosa imita-se pela reação $\rightarrow NH_3$. Na fig 3 estão mostrados alguns dos cálculos. Pode-se marcar as seguintes propriedades:

- a extensão da zona de evaporação do amoníaco é considerável;
- existe um mínimo de velocidade do gás; este fenômeno explica-se pelas seguintes causas: no começo as gotas aquecem-se, mas, praticamente, não se evaporam, o que conduz à diminuição da temperatura e como consequência, à diminuição

da velocidade V_m ; depois as gotas começam a evaporar-se o que aumenta o consumo e, por conseguinte, a velocidade;

- de acordo com o modelo equilibrado (as velocidades das reações $\rightarrow \infty$) NH₃ deve decompor-se quase inteiramente com a absorção de calor que deve reduzir a temperatura (T_m^{*eq} , fig.3);
- mas na realidade (e isto concorda com o nosso modelo) NH₃ decompõe-se pouco (~10%); por isso a temperatura do gás é consideravelmente mais alta (T_m^{*re}).

2. O escoamento $(N_2O_4 + C_2H_8N_2)_m + (N_2O_4)_s$. Este tipo de fluxo utiliza-se nos geradores de gás para girar a turbina de propulsão líquido. Habitualmente o gerador tem dois anéis de injeção (m_1^* , m_2^* - os consumos do líquido; α_{ox}^* , α_{ox}^{**} - os coeficientes de excesso do oxidante depois da injeção). A composição inicial do gás é equilibrada ($\alpha_{ox}^* = 0,6$). O meio reagente foi apresentado por substâncias individuais (O, H, N, O₂, H₂, OH, H₂O, N₂, NO, NO₂, NH, NH₂, NH₃, CO, CO₂, CH₃, CH₄) e por 36 reações reversíveis. Na fig.4,5 estão mostrados alguns resultados de cálculos.

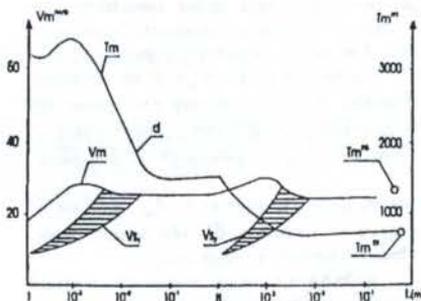


Fig. 4 Alteração dos parâmetros do escoamento.

Marquemos as seguintes propriedades do fluxo:

- existe um máximo de velocidade V_m que é consequência de diversos fatores;
- de acordo com o modelo equilibrado a substância N₂O₄ deve decompor-se quase inteiramente com desprendimento do calor que deve aumentar a temperatura do gás (T_m^{*eq} , fig.4);
- mas na realidade NO₂ decompõe-se parcialmente e por isso T_m^{*re} é menor de que T_m^{*eq} ; o nosso modelo (linha "d", fig.4) corresponde bem à experiência.

Para este escoamento foram realizadas pesquisas numéricas para melhorar as características dos produtos de combustão.

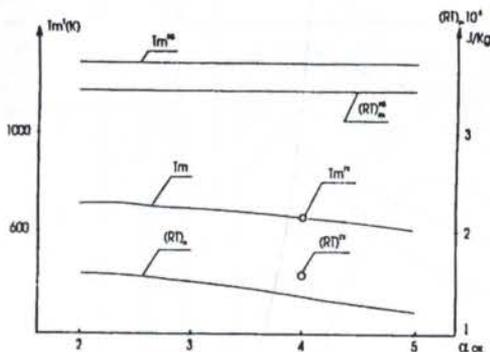


Fig. 5 Características dos produtos de combustão na saída do gerador em função de α_{ox}^* .

A. A modificação m'_1 e m'_2 em caso $(m'_1+m'_2)=const$. Como exemplo, as pesquisas foram executadas para as condições: $\alpha_{ox}^* = 0,6$; $\alpha_{ox}^* = 2 \dots 5$; $\alpha_{ox}^* = 7,0$. Os resultados estão mostrados na fig. 5. É evidente que o regime preferível se realiza para $\alpha_{ox}^* \approx 2$. A causa deste efeito é o nível mais elevado da decomposição do NO_2 no regime ($\alpha_{ox}^* = 0,6$; $\alpha_{ox}^* = 2$; $\alpha_{ox}^* = 7,0$) do que no regime ($\alpha_{ox}^* = 0,6$; $\alpha_{ox}^* = 5$; $\alpha_{ox}^* = 7,0$). Marquem os que o modelo equilibrado não pode fixar este efeito.

B. A influência do espectro de pulverização das gotas. O esquema da injeção por um anel (fig. 1) é mais seguro do que o esquema de dois anéis. Mas neste caso, é necessário examinar a influência do espectro nas características de combustão. Foram executados cálculos para prognosticar o funcionamento do gasôgnio com parâmetros: $\alpha_{ox}^* = 0,3$; $\alpha_{ox}^* = 7,0$; $p = 100 \text{ atm}$.

Estas pesquisas mostram que se a pulverização for mono-dispersiva ocorrerá a cessação da combustão, independentemente do tamanho das gotas. O caso é que se todas as gotas têm tamanhos iguais, primeiramente elas devem se aquecer (e só depois evaporar-se). Para isso, a fase líquida toma a energia do gás provocando uma queda considerável da temperatura T_m e, como consequência, a combustão interrompe-se. Nestas condições é necessário organizar a pulverização que tem pelo menos dois grupos de gotas: o grupo de tamanhos pequenos (por exemplo: $d_1^* = 30 \dots 50 \mu\text{m}$) e o grupo de tamanhos maiores (por exemplo: $d_2^* = 150 \dots 250 \mu\text{m}$). Então a combustão será mais estável e se processará pelo seguinte esquema:

- ambos os grupos de gotas vão aquecer e T_m começará a diminuir, mas as gotas de tamanhos d_1^* vão aquecer mais rapidamente e em breve começarão a evaporar-se;

- a temperatura T_m ainda é alta e por isso o vapor do primeiro grupo começará a reagir com o gás;

- as reações se processarão com o desprendimento do calor e por isso a T_m deve aumentar (ou pelo menos não se reduzir rapidamente); quando o segundo grupo de gotas (d_2^*) começar a evaporar-se as condições para a combustão serão boas e ela não cessará.

3. O escoamento $(O_2 + CH_4)_m + (CH_4)_s$. Este tipo de fluxo é interessante pelas possibilidades do modelo para prognosticar a formação da fuligem nos regimes: $\alpha_{ox}^* \ll 1$. Foi modelado o gerador de gás com a composição inicial que corresponde a $\alpha_{ox}^* \sim 1$ e com injeção do líquido (CH_4) para conseguir na saída: $\alpha_{ox}^* \ll 1$. O sistema reagente inclui as seguintes substâncias: O , H , O_2 , H_2 , OH , H_2O , HO_2 , C , CO , CO_2 , HCO , CH_2 , CH_3 , CH_4 , H_2CO , C_2H_4 , C_2H_2 , C_4H , C_4H_2 , C_4H_3 , C_2H_3 , C_2H_5 .

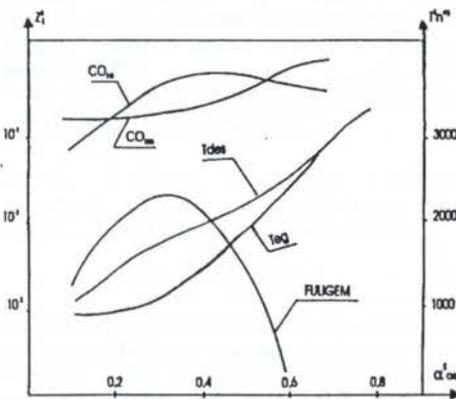


Fig. 6 Alteração da composição dos produtos de combustão em função de α_{ox}^*

A fuligem foi imitada pela substância hipotética HC_4^* , com as propriedades termodinâmicas de fuligem de acetileno. O mecanismo da interação química continha 42 reações e foi formado com os dados de (Calcote, 1981) e (Westbrook et al., 1982). Na fig. 6 mostra-se a variação de CO , HC_4^* , e T na saída do gerador em função de α_{ox}^* . A fuligem é uma substância metastável e por isso não pode ser determinada pelo cálculo de equilíbrio. O nível de saída da fuligem é pequeno, diferentemente dos produtos de combustão dos combustíveis: $C_2H_4 + O_2$; $C_2H_6 + O_2$; $C_3H_8 + O_2$; etc.

O máximo para fuligem tem as causas seguintes:

- para $\alpha_{ox}^* > 0,4$ a fuligem não se forma porque a quantidade do oxigênio é suficiente para fixar o carbono e não deixar formar a fuligem;

- para $\alpha_{ox}^* < 0,3$ os produtos de combustão têm temperaturas baixas ($T < 1600K$); nestas condições o metano não se decompõe totalmente e por isso a fuligem não se forma.

O artigo foi realizado com o apoio do FAPERGS.

REFERÊNCIAS.

- Calcote H.F. Mechanisms of soot nucleation in flames *Combust and Flame*, N 42, pp.31-37, 1981.
- Frank Camenetski D. *Difusão e transmissão de calor na cinética química*, Nauka, Moscou, 1988.
- Kriukov V.G., "Kinetichekaia odnoreactornaia model", *Matematicheskoe modelirovanie visokotemperaturnikh prosesov v energosilovikh ustanovkakh*, Nauka, Moscou, pp.57-76, 1989a.
- Kriukov V.G. "Modelirovanie prosesov teplo-i-massobmena", *Matematicheskoe modelirovanie visokotemperaturnikh prosesov v energosilovikh ustanovkakh*, Nauka, Moscou, pp.139-146, 1989b.
- Pirumov U.G. "Raschet techenia v soople Lavalia", *Mekhanika i dcosti i gasa*, Moscou, Universidade, N5, pp.10-22, 1967.
- Priem P.J., Heidmann M.F. "Propellant vaporization as a design criterion for rocket-engine combustion chambers", *NASA technical report*, R-67, 1960.
- Westbrook C.K. et al. "A comprehensive mechanism for the pyrolysis and oxidation of ethylene" *XIX Sump. Inter Combust. Combust. Inst.*, pp.153-166, 1982.

ABSTRACT

A complex mathematical model for reacting multiphase currents that are formed as a consequence of the injection of any disperse fluid on a high-temperature gas flow is described. Factors that are taken into account: the chemical transformations (using the kinetic chemistry framework); the aerodynamic interaction between the liquid drops and the current (for subcritical and supercritical pressures); a polydisperse pulverization; the possibility of appearance of condensable substances. Some results of the numerical research for the various kinds of reacting currents are shown.

TEORIA E EXPERIMENTAÇÃO DE UM ATOMIZADOR TIPO Y PARA ÁLCOOL

Pedro Teixeira Lacava e João Andrade de Carvalho Jr.
Laboratório Associado de Combustão e Propulsão
Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais
12630-000, Cachoeira Paulista, SP, Brasil

Mardson Queiroz McQuay
Mechanical Engineering Department
Brigham Young University, 242 CB
84602-4102, Provo, Utah, USA

RESUMO

Este trabalho discute o projeto de um atomizador tipo Y e apresenta os resultados de sua caracterização com um sistema laser tipo PDPA. Além da determinação dos diâmetros médios dos sprays gerados, com o laser, vazões do fluido de atomização foram medidas experimentalmente. Com os testes, foi possível elaborar recomendações para corrigir a rotina de projeto.

INTRODUÇÃO

O uso de sprays na combustão de hidrocarbonetos líquidos iniciou-se no final do século passado, quando se descobriu que a nebulização do óleo combustível promovia uma chama auto-sustentável (Williams, 1976).

De um modo geral, a queima de combustíveis líquidos se processa nos seguintes estágios sucessivos:

- atomização: o combustível é desagregado, por processos mecânicos, em pequenas gotículas;
- vaporização: o combustível atomizado passa para o estado gasoso, através do calor conduzido da chama para as gotas;
- mistura: o combustível, na fase gasosa, é misturado com o comburente, constituindo a mistura inflamável;
- combustão: a mistura inflamável queima produzindo uma reação exotérmica.

Dessas etapas, a mais crítica e importante é a atomização, que produz o aumento da área específica do combustível facilitando sua vaporização, condição necessária para a sua íntima mistura com o comburente. É considerada eficiente uma atomização que pulverize 1 cm³ de combustível em cerca de 10.000.000 de gotículas (diâmetro médio de 60 µm), aumentando a área específica em mais de 200 vezes (Russomano, 1987).

Diversos tipos de atomizadores têm sido utilizados para produzir sprays com características adequadas para a combustão. Alguns utilizam-se apenas da pressão para produzir o spray. Estes em geral são sistemas simples, porém com difícil controle do grau de nebulização do líquido, uma vez que pequenas variações de vazão produzem variações significativas do diâmetro médio das gotículas geradas, pois ambos parâmetros dependem da pressão de injeção. Outros atomizadores utilizam-se de um fluido auxiliar gasoso para produzir o spray. Dentre estes últimos, o atomizador tipo Y é um dos mais utilizados atualmente em aplicações industriais. Este atomizador, do tipo "air-assisted" (Lefebvre, 1980), funciona com a injeção de um gás (ar ou vapor d'água) a alta velocidade sobre o escoamento do líquido e permite que se varie a vazão de combustível sem alterar o diâmetro médio do spray.

O presente trabalho apresenta parâmetros de projeto, fabricação e testes de caracterização de um atomizador tipo Y para álcool etílico. Os diâmetros médios dos sprays foram levantados com um sistema laser tipo PDPA ("Phase Doppler Particle Analyzer"). Comparação entre os resultados experimentais e aqueles previstos pelo projeto é apresentada, o que permitiu elaborar recomendações para corrigir a rotina de projeto.

PROJETO DO ATOMIZADOR

Um esquema do atomizador tipo Y é mostrado na Figura 1. As informações teóricas quanto ao tamanho médio das gotas são obtidas pela equação de Wigg (1964), que fornece o diâmetro médio de massa (MMD) para atomizadores deste tipo:

$$\text{MMD} = \frac{200 v^{0.5} W^{0.1} \left(1 + \frac{W}{A}\right)^{0.5} h^{0.1} \sigma^{0.2}}{\rho^{0.5} V} \quad (1)$$

onde v é a viscosidade cinemática do combustível (centistokes), W a vazão mássica do combustível (g/s), A a vazão mássica do fluido de atomização (g/s), h o raio da câmara de mistura (cm), σ a tensão superficial do combustível (dinas/cm), ρ a massa específica do fluido de atomização (g/cm³) e V a velocidade de injeção do fluido de atomização (m/s). O MMD representa o ponto de 50 % na curva de distribuição de massa acumulada.

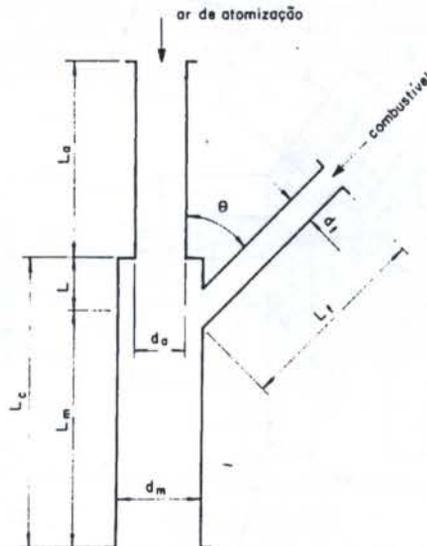


Figura 1: Esquema de um atomizador tipo Y.

Alguns investigadores adotam o diâmetro médio de Sauter (SMD) como o diâmetro médio, o qual é definido por:

$$SMD = \frac{\sum n_i d_i^3}{\sum n_i d_i^2} \quad (2)$$

onde d_i é o diâmetro da gota e n_i o número de gotas com diâmetro d_i . O SMD representa uma relação entre o volume do líquido atomizado e a área superficial total das partículas. Simmons (1977) mostrou que a razão MMD/SMD é igual a 1,20, para um erro de $\pm 5\%$.

Além da equação de Wigg como guia para projeto, Mullinger e Chigier (1974) fornecem as seguintes recomendações para parâmetros geométricos de um atomizador tipo Y:

- diâmetro de saída do ar: $d_{ar} = d_f$, onde d_f é o diâmetro de saída do combustível;
- diâmetro da câmara de mistura: $d_m = (1,4 \text{ a } 1,8) d_{ar}$;
- comprimento de pré-mistura: $L = 0,75 d_{ar}$;
- comprimento de mistura: $L_m = (4 \text{ a } 5) d_m$;
- comprimento total da câmara: $L_c = L_m + L$;
- comprimento do furo de alimentação: $L_a > 2d_{ar}$;
- comprimento do furo de alimentação de combustível: $L_f > 2d_f$;
- inclinação do furo de alimentação: $\theta = 52^\circ$.

Como condição inicial de projeto estabeleceu-se que a potência gerada seria de 120 KW. Como o poder calorífico inferior do álcool é cerca de 6400 Kcal/Kg, a vazão mássica de álcool necessária é 4,48 g/s. A relação A/W adotada para projeto foi de 0,1, que está na faixa recomendada por Mullinger e Chigier (entre 0,05 e 0,15).

As seguintes hipóteses foram adotadas para cálculo dos diâmetros de entrada de ar e combustível:

- escoamento isentrópico unidimensional do ar de atomização pelo orifício de injeção;
- número de Mach igual a 1 na saída do orifício de injeção;
- temperatura de estagnação de 300 K;
- coeficiente de 0,75 para a descarga de álcool.

Um esquema do atomizador projetado com base nas considerações deste item é mostrado na Figura 2. O mesmo foi construído em latão. Seus parâmetros de escoamento são apresentados na Tabela 1.

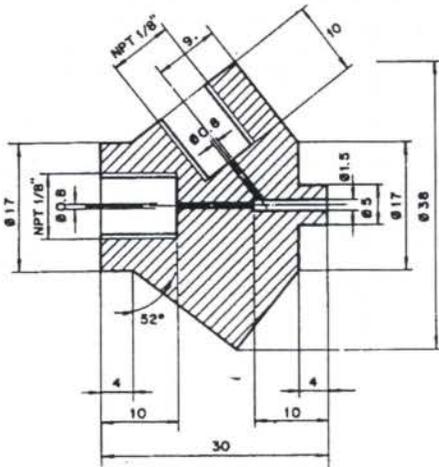


Figura 2: Esquema do atomizador tipo Y construído (dimensões em mm).

Tabela 1: Parâmetros de escoamento do atomizador tipo Y construído (valores de projeto).

Vazão de álcool:	4,48 g/s
Vazão de ar:	0,448 g/s
Velocidade de injeção do combustível:	9,87 m/s
Velocidade de injeção do ar de atomização:	347 m/s
Pressão de injeção do combustível (gage):	0,89 atm

TESTES DE CARACTERIZAÇÃO

Os sprays gerados pelo atomizador tipo Y deste trabalho foram caracterizados com um sistema laser tipo PDPA. Desta maneira, pode-se avaliar a metodologia empregada para o projeto.

O sistema se utiliza do volume formado pela interseção de dois raios laser para realizar medidas tanto de velocidade como tamanho de partículas. Quando uma partícula passa pelo volume, ela espalha luz, criando uma estrutura de franjas de interferência. Uma lente receptora projeta uma porção desta estrutura em vários detectores. Cada detector produz um sinal tipo Doppler cuja frequência é proporcional à velocidade da partícula. Por outro lado, diferença de fase entre os dois sinais Doppler de dois detectores diferentes é proporcional ao tamanho da partícula.

Posicionamento do atomizador. Os testes utilizaram água e ar como fluidos, por facilidade de trabalho. Os resultados para água podem ser convertidos para álcool, como mostrado posteriormente. Os resultados foram obtidos na forma de SMD e, quando necessário, convertidos pela relação $MMD = SMD \times 1,2$.

Para caracterização, o atomizador foi posicionado com sua saída na vertical, para baixo, e os raios laser na horizontal. A posição do atomizador com relação ao laser foi ajustada por um sistema mecânico que move o atomizador em três eixos, vertical, longitudinal e transversal. A posição relativa ideal é dada pelo diâmetro médio mínimo, medido em um spray invariável. Com o atomizador posicionado, então foram variadas as pressões de injeção da água e do ar. A pressão da água alterava a vazão do líquido e a do ar o grau de atomização do spray. As Figuras 3 e 4 apresentam as variações do SMD na horizontal, em direções perpendicular ao Y e no plano do Y, respectivamente.

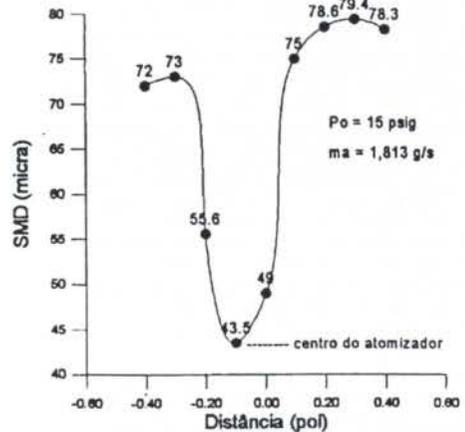


Figura 3: Variação do SMD na horizontal, perpendicular ao plano do Y.

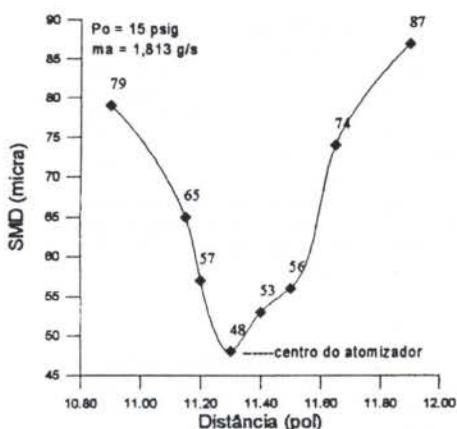


Figura 4: Variação do SMD na horizontal, no plano do Y.

Enquanto variações de posição relativa entre o atomizador e o volume de intersecção dos raios laser nas direções longitudinal e transversal alteravam de maneira significativa o diâmetro médio medido, o mesmo não ocorria para variações de posição na vertical. Para uma vazão de água de 200 ml/min e uma pressão de estagnação do ar de 25 psig, o SMD manteve-se entre 46 e 47 μm para distâncias de 3 a 6", subindo para 52 μm para distâncias de 9". Assim, em todos os testes de caracterização, a saída do atomizador ficou posicionada a 3" do volume de medida.

Diâmetro médio para diferentes vazões de água e pressões de ar. Resultados para três diferentes pressões de estagnação, $P_0 = 25, 15$ e 8 psig, são mostrados na Figura 5. Observa-se que, com o aumento da vazão de ar de atomização, que ocorre com o aumento da pressão de estagnação, a nebulização torna-se mais eficiente, o que era de se esperar em virtude das características de funcionamento do atomizador. Outra observação importante é que, para a pressão de estagnação de 8 psig, para a qual pode-se garantir não se estar mais na condição de Mach = 1 na saída do duto de ar, ainda se consegue obter um SMD razoável para as baixas vazões de água (abaixo de 90 μm para vazões abaixo de 200 ml/min).

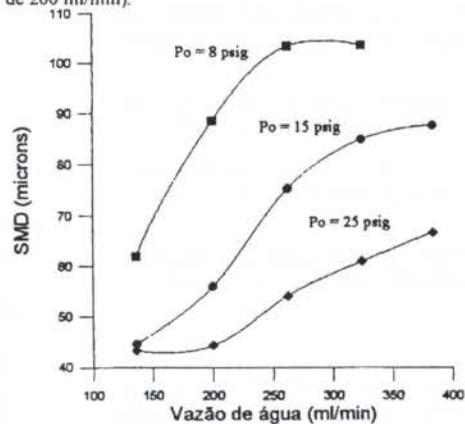


Figura 5: Variação do SMD com a vazão de água.

Quanto à operação do sistema PDPA, deve-se dizer que para valores de SMD acima de 100 μm os resultados tornam-se não confiáveis, pois nesta condição o spray passa a conter muitas gotas com diâmetro da ordem de grandeza do volume de medida, as quais são desconsideradas no cálculo.

Conversão dos resultados para álcool etílico. Segundo Johnson (1982),

$$SMD_f = SMD_w \frac{SMD_f^*}{SMD_w^*}, \quad (3)$$

onde SMD_f , SMD_w , SMD_f^* e SMD_w^* são os diâmetros médios de Sauter, medido para o combustível, medido para a água, calculado empiricamente para o combustível e calculado empiricamente para a água, respectivamente. Considerando a relação de Simmons (1977), pela qual $MMD = SMD \times 1,20$, tem-se

$$SMD_f = SMD_w \frac{MMD_f^*}{MMD_w^*}, \quad (4)$$

onde MMD_f^* e MMD_w^* são os diâmetros médios de massa do combustível e da água, respectivamente, calculados pela equação de Wigg. Considerando-se, então, a vazão do ar de atomização como fixa, tem-se, para mesmas vazões de álcool e de água,

$$SMD_f = SMD_w \left(\frac{v_f}{v_w} \right)^{0,5} \left(\frac{\sigma_f}{\sigma_w} \right)^{0,2}, \quad (5)$$

onde v_f e v_w e σ_f e σ_w são as viscosidades cinemáticas e as tensões superficiais do álcool e da água, respectivamente. Seus valores, de acordo com Weast (1970), para 20 °C, são $v_f = 1,500$ centistokes, $v_w = 1,002$ centistokes, $\sigma_f = 22,75$ dynes/cm e $\sigma_w = 72,75$ centistokes. Substituindo-se os valores, fica-se com a relação simples

$$SMD_f = 0,969 SMD_w. \quad (6)$$

Influência do escoamento de líquido no escoamento de ar. Antes de apresentar as variações do SMD com a vazão de álcool, mostra-se na Figura 6 a variação da vazão de ar conforme a vazão de álcool é aumentada. Verifica-se que o aumento da vazão de álcool obstrui a câmara de mistura, causando um aumento da pressão de descarga do ar, o que diminui sua vazão. Assim, embora o procedimento de projeto do atomizador ainda continue adequado considerando descarga do ar em 1 atm, o SMD deve ser corrigido para levar em conta esta diminuição da vazão de ar.

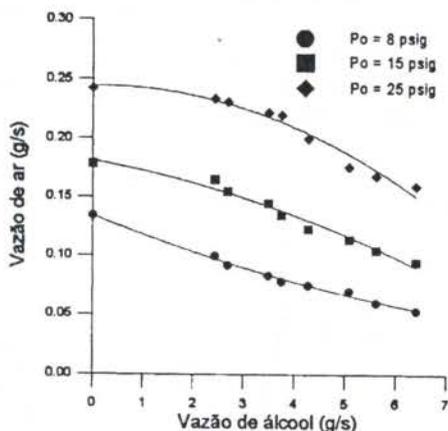


Figura 6: Variação da vazão de ar com a vazão de álcool para três diferentes pressões de estagnação.

Varição do SMD com a vazão de álcool. As Figuras 7-9 apresentam as variações do SMD com a vazão de álcool. As três curvas em cada figura correspondem a três condições diferentes: a) equação de Wigg com valores experimentais de vazão, calculando a velocidade de injeção do ar considerando escoamento compressível isentrópico no duto de ar, b) equação de Wigg com valores teóricos, considerando descarga do ar a 1 atm e c) valores experimentais.

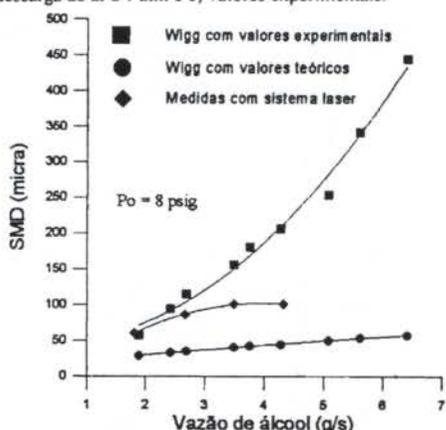


Figura 7: Variação do SMD com a vazão de álcool para $p_0 = 8$ psig.



Figura 8: Variação do SMD com a vazão de álcool para $p_0 = 15$ psig.

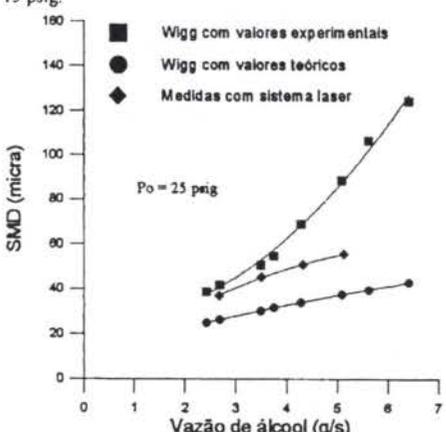


Figura 9: Variação do SMD com a vazão de álcool para $p_0 = 25$ psig.

Observa-se uma concordância razoável para os primeiros pontos das curvas experimentais e de Wigg com valores experimentais. Acima de uma certa vazão de líquido, o jato inclina-se com relação à vertical e não se pode garantir que as menores gotas ficarão no centro do mesmo. Este fator não foi considerado na caracterização com o sistema laser pois a posição do volume de medida relativa ao atomizador permaneceu inalterada em todos os testes. Adicionalmente, se as curvas de Wigg com valores experimentais forem calculadas considerando fricção no duto de ar, a velocidade de injeção será maior e o SMD calculado decrescerá com relação aos valores aqui plotados.

CONCLUSÃO

A metodologia de projeto mostrou-se adequada porque os sprays obtidos foram bastante finos. O SMD calculado pela equação de Wigg deve ser corrigido para valores experimentais.

Como continuação do trabalho, recomenda-se medir as pressões de injeção de líquido e determinar, através da vazão de líquido, a pressão na câmara de mistura. Assim, com a pressão de descarga do ar, a velocidade V poderá ser calculada considerando duto de ar com fricção. Recomenda-se ainda efetuar uma varredura com o sistema laser por ocasião da caracterização dos sprays gerados.

REFERÊNCIAS

- Johnson, S.M., "Venturi Nozzle Effects on Fuel Drop Size and Nitrogen Oxide Emissions", *NASA Technical Paper 2028*, 1982.
- Lefebvre, A.H., "Airblast Atomization", *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 6, no. 3, pp. 233-261, 1980.
- Mullinger, P. and Chigier, N.A., "The Design and Performance of Internal Mixing Multijet Twin Fluid Atomizers", *Journal of the Institute of Fuel*, vol. 47, no. 393, pp. 251-261, 1974.
- Russomano, V.H., "Introdução à Administração de Energia na Indústria", EDUSP, São Paulo, 1987.
- Simmons, H.: "The Correlation of Drop Size Distributions in Fuel Nozzle Sprays", *Journal of Engineering for Power*, vol. 99, pp. 309-319, 1977.
- Weast, R.C., ed., "Handbook of Chemistry and Physics", 50th edition, Chemical Rubber Co., Cleveland, Ohio, 1970.
- Wigg, L.D., "Drop Size Prediction for Twin Atomizers", *Journal of the Institute of Fuel*, vol. 37, no. 286, pp. 500-505, 1964.
- Williams, A., "Fundamentals of Oil Combustion", *Progress in Energy and Combustion Science*, vol. 2, no. 3, pp. 167-179, 1976.

ABSTRACT

This paper discusses the design of a Y-type atomizer and presents the results of its characterization with a PDPA laser system. Besides the determination of the spray mean diameters, using the laser, mass flow rates of the atomization fluid were measured experimentally. With the tests it was possible to elaborate recommendations to correct the design procedure.

COMPORTAMENTO TÉRMICO DE EDIFICAÇÕES

ESTRATÉGIAS DE CÁLCULO APLICADAS À PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE EDIFICAÇÕES

Paulo Smith Schneider - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Brasil
internet PSS@cesup.ufrgs.br

RESUMO

As estratégias de cálculo iterativa, direta e pelo método dos acoplamentos são apresentadas e discutidas, para a resolução de sistemas de equações que descrevem o comportamento térmico de edificações. Um programa capaz de compará-las foi elaborado, e alguns resultados de simulações são apresentados. Os tempos de execução, juntamente com o conjunto de peculiaridades de cada opção são discutidos, fornecendo elementos para a decisão e escolha.

INTRODUÇÃO

Diversos programas de pesquisa sobre o comportamento térmico de edificações tem sido realizados nos últimos 25 anos, e tem-se notado que os códigos de simulação desenvolvidos até o presente utilizam técnicas variadas de resolução dos sistemas de equações. As diferenças muitas vezes remontam a razões históricas, resultado das limitações da época. Atualmente, a simulação do comportamento térmico de edificações requer mais do que a simples predição das cargas térmicas e do consumo de energia, e deve abranger a qualidade do ar dos ambientes. Desta forma, o que se deseja calcular são as taxas de trocas de ar entre as peças, as concentrações de vapor d'água e poluentes, os acoplamentos com sistemas mecânicos de ventilação, entre outros. Os mecanismos físicos envolvidos são função do estado do ar, dado pelos campos de temperatura, pressão e concentração. Na maioria dos programas de simulação, o cálculo das variáveis de estado é feito de forma não simultânea. Os programas ditos térmicos tratam apenas das temperaturas dos sistemas que compõem a edificação, e os programas fluidicos calculam os campos de pressão dos volumes de ar e as trocas entre as zonas. Os programas térmicos são geralmente utilizados como estrutura principal de simulação, aos quais os programas fluidicos são conectados (Rodríguez 1992). Os acoplamentos do problema são assim recompostos: os programas fluidicos necessitam das temperaturas do ar para efetuar seus cálculos de pressões e de trocas de ar, que por sua vez servem aos programas térmicos para o cálculo dos aportes de fluxo. A resolução iterativa, ou por blocos, dos subconjuntos de equações é obtida após a convergência dos cálculos, mas problemas de instabilidade numérica são frequentes nestes casos. A solução simultânea ou direta do conjunto de equações deve contornar este problema, principalmente quando o acoplamento causado pelos fluxos de ar é forte.

Para que se possa comparar diferentes métodos de resolução, este artigo confronta as estratégias *iterativa*, *direta* e pelo *método de acoplamentos*, todas implementadas num programa de simulação. [Schneider (1994a)]. Apresenta inicialmente a modelização empregada para os problemas térmicos e fluidicos separadamente, e descreve algumas estratégias de resolução comuns para cada um destes casos. Logo após, mostra as modalidades de resolução do problema completo acoplado. Com o auxílio de simulações, compara o desempenho das opções apresentadas, em função da complexidade de elaboração e manutenção dos programas, da ordem dos sistemas a resolver, da sensibilidade apresentada

frente à parâmetros numéricos, e do tempo de execução das estratégias de cálculo.

MODELIZAÇÃO FÍSICA DOS SISTEMAS

Numa edificação multipeça, os sistemas fluidicos podem ser modelizados por 3 abordagens diferentes. A primeira consiste em considerar a concentração uniforme para todo o volume. Este é o conceito de zona (Feustel 1991), e neste caso as fronteiras são coincidentes com as superfícies internas da peça (enfoque monozona). A segunda abordagem é uma variação da anterior, onde o volume é dividido em várias zonas (Laret 1980), chamado de multizona. Esta modelização é útil para a representação de volumes que apresentam estratificação térmica definida. Finalmente, a bordagem por campos, limitada ainda para edificações multipeças devido ao esforço computacional exigido: Para este trabalho escolheu-se o enfoque monozona para edificações multipeça, onde o estado do ar é dado por sua temperatura e pressão.

Um balanço de energia sobre o volume de uma zona de ar interna Z fornece a variação de sua temperatura T_z , em função dos fluxos trocados. O ar é tomado como transparente para todo o espectro de radiação.

$$C_z \frac{dT_z}{dt} + \sum_{i=1}^{NSI} (Q_{cv})_i + \sum_{j=1}^{NLI} (Q_{as})_j + \sum_{k=1}^{NFI} (Q_l)_k + Q_c = 0 \quad (1)$$

C_z é a capacidade térmica do volume de ar da zona, e o fluxo Q_l representa o calor dissipado no interior da zona devido ao tipo de utilização do ambiente, e Q_c as cargas de climatização. Ambos são tomados como contribuições independentes, pois são potências injetadas no ambiente. Os fluxos Q_{cv} , que cruzam as fronteiras por convecção, trazem o acoplamento entre as temperaturas do ar T_z com as superfícies internas da peça T_{si} . Finalmente, os fluxos Q_{as} , devido aos aportes sensíveis trazidos pelos fluxos de massa entre as peças, estabelecem o acoplamento entre as diversas peças contíguas, em função de suas pressões e temperaturas. A equação (1) gera 3 tipos de problemas, que tem sido classicamente interpretados na área de simulação térmica de edificações como: problema térmico (escrito unicamente em função das temperaturas dos sistemas), problema fluidico (em função das pressões), e problema termo-fluidico (onde o acoplamento temperatura-pressão é preservado).

Problema térmico: Para uma edificação multipeças,

este problema inclui equações de balanço para os volumes de ar de seus ambientes, além de equações de balanço sobre as superfícies internas e externas de sua estrutura. O problema térmico é representado de forma matricial pelas equações (2), sempre em função exclusivamente das temperaturas de seus sistemas.

$$\begin{cases} \{g(T_z, T_{si})\} = \{c_z\} \{T_z\} - \{Q_{cv}\}_{si} - \{Q_{as}\} - \{Q_l\} - \{Q_c\} \\ \{h(T_z, T_{si}, T_{se})\} = \{Q_{cd}\} - \{Q_{cv}\} - \{Q_{of}\} - \{Q_{rc}\}_{si} \\ \{k(T_{si}, T_{se})\} = \{Q_{cd}\} - \{Q_{cv}\} - \{Q_{of}\} - \{Q_{rc}\}_{se} \end{cases} \quad (2)$$

Além dos fluxos já descritos na equação 1, somam-se os que intervêm nos balanços sobre as superfícies internas *si* e externas *se*, por condução Q_{cd} e radiação em ondas longas Q_{of} e ondas curtas Q_{rc} . Os campos internos de temperaturas T_{si} , nos elementos da estrutura da edificação não são incluídos nesta apresentação, muito embora eles estejam acoplados, pelos fluxos condutivos superficiais. Como alguns dos métodos disponíveis para o cálculo destes últimos (Perez 1989) podem prescindir de T_{si} , omite-se este nível de acoplamento da equação 2. O problema térmico aqui exposto é não linear, em função das trocas convectivas e radiativas em ondas longas.

Problema fluidoico: O objetivo principal da resolução deste problema é a determinação dos fluxos mássicos m' , que atravessam diferentes zonas contíguas de ar. Estas podem estar em contato por meio de pequenas aberturas (fissuras, frestas, redes de instalação elétrica e hidráulica, etc) ou de grandes aberturas (portas e vãos). Em ambos os casos, o modelamento tem como partida a equação de Bernoulli, e resulta em expressões escritas em função das diferenças de pressões entre seções opostas das aberturas. Os fluxos m' são determinados por um balanço de conservação de massa de todas as zonas internas r ($1 \leq r \leq NZI$), em função de todas as zonas existentes s ($1 \leq s \leq NZT$) e no número de ligações fluidicas entre cada par de zonas t ($1 \leq t \leq NLA$), representado pela equação 3. Este balanço é formado por equações não lineares, e admite solução direta.

$$\{f(P_z)\} = \{ \sum_{r=1}^{NZI} m'_{r-s} \} = \sum_{r=1}^{NZI} \left(\sum_{s=1}^{NZT} \sum_{t=1}^{NLA} m'_{r,t} \right) = 0 \quad (3)$$

Problema termo-fluidico: Formado pelas equações 2 e 3, pode ser representado pela relação funcional abaixo, onde f , g , h e k correspondem aos balanços de massa, de energia sobre o volume de ar da zona e balanços térmicos sobre as superfícies internas e externas da edificação, respectivamente.

$$\{f(T_z, P_z)\}; \{g(T_z, T_{si}, P_z)\}; \{h(T_z, T_{si}, T_{se})\}; k\{T_{si}, T_{se}\} \quad (4)$$

ESTRATÉGIAS DE RESOLUÇÃO

O problema acoplado formado pela equação 4 admite o emprego das estratégias iterativa e direta de resolução. A estratégia iterativa sempre foi a mais difundida, e é comumente associada ao ambiente de simulação TRNSYS (1988). Cada um dos fluxos que compõe o problema é desacoplado dos restantes, e calculado em módulos separados. O problema é reconstituído pela conexão ordenada do conjunto de módulos (figura 1), onde todas as entradas são consideradas como dados e as saídas são valores calculados das variáveis diretamente ligadas à cada módulo. Desta forma não se procede à uma resolução do sistema de equações, mas um cálculo de atualização dos diversos fluxos que o compõem. A convergência dos cálculos é obtida no interior do laço iterativo,

e o resultado é uma aproximação da solução, pois será sempre comparado a um critério de precisão. Só então passa-se a um novo passo de tempo (laço temporal), onde a seqüência de cálculo é reiniciada com os valores obtidos do passo de tempo anterior.



Fig 2- Fluxograma da estratégia iterativa

Na estratégia direta, o sistema completo de equações de balanço é resolvido por via simultânea, técnica que pode ser tomada como referência, pois trata-se do procedimento mais imediato, preservando a integridade do sistema. Ela permite a verificação do conjunto de acoplamentos, por simples verificação da matriz de coeficientes do sistema. O fluxograma deste método é apresentado na figura 2, onde o sistema $Ax=b$ representa o problema termo-fluidico acoplado. O laço iterativo serve ao cálculo das não linearidades, e o laço temporal é responsável pelo avanço da simulação no tempo. Esta estratégia é utilizada por programas de simulação tais como CLIM2000 (Bonneau 1993) e SPANK (Buhl 1990).

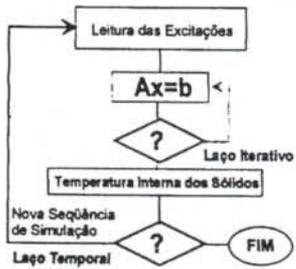


Fig 3- Fluxograma da estratégia direta

Uma variante do método direto é o método de acoplamentos, baseado na decomposição do problema em subconjuntos. Esta estratégia gera subsistemas de tamanho bem menores que o original, além de permitir a análise dos papéis dos acoplamentos. Como ponto de partida, 'níveis de acoplamento' são identificados, que coincidem com os tipos de balanços existentes no problema. Estes são manipulados de modo a obter-se "vetores de acoplamento". A expressão do vetor de acoplamento de cada nível substitui o do nível seguinte, até chegar-se a um conjunto de equações referentes ao ar das zonas internas. Estas correspondem as funções f e g das equações 2 e 3, respectivamente. Neste nível, o cálculo das trocas de ar por ventilação natural pode ser resolvido tanto por via iterativa como simultânea (Schneider 1994b). Uma vez determinados T_z e P_z , as demais variáveis de aco-

plamento são obtidas por simples substituição (figura 3). Assim como na estratégia direta, o laço iterativo serve à correção das não linearidades e o laço temporal controla o avanço da simulação no tempo. Esta técnica é empregada pelo programa S3PAS (Rodriguez 1990).

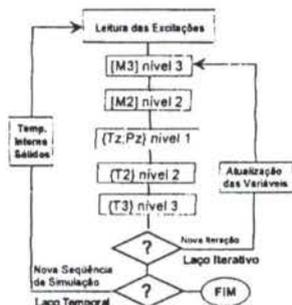


Fig. 3- Método dos acoplamentos

COMPARAÇÃO DOS DESEMPENHOS

O desempenho comparativo das opções de cálculo apresentadas pode ser analisado em função de:

Implementação: A lógica da estratégia iterativa é baseada na recomposição dos fluxos que compõem cada balanço. Logo, ela favorece a modelização dos fenômenos separados em módulos, como se fossem peças de cálculo à serem montadas. A estratégia direta não requer nenhuma análise ou manipulação das equações do problema, pois trata-se de uma resolução do conjunto dos balanços, que pode ser realizado com a ajuda de rotinas numéricas prontas. Entretanto, deve-se ter cuidado quanto a ordem das equações, de modo que se evitem problemas de mal condicionamento das matrizes. O método dos acoplamentos é o que requer maior esforço de implementação, pois exige um passo suplementar de manipulação dos balanços, a fim de isolarem-se os vetores de acoplamento.

Não linearidades: O esquema iterativo as trata de maneira imediata, pois as variáveis são atualizadas à cada iteração de cálculo. O uso de subrelaxação é praticamente obrigatório para que se obtenha a convergência do cálculo, e devem-se procurar maneiras de busca de coeficientes C_{SR} ótimos. A procura do C_{SR} que permita a convergência neste esquema é feita por tentativa e erro, pois o sistema de equações foi separado. Também, seus valores podem variar ao longo do tempo, segundo a importância dos acoplamentos físicos do problema. No esquema direto, as não linearidades são resolvidas tradicionalmente por métodos do tipo Newton-Raphson ou combinados, e causam menos problemas de divergência que no método anterior, para a mesma situação tratada. Como a integridade do sistema é mantido, torna-se possível a avaliação matemática tanto da sub como da sobre-relaxação. O método dos acoplamentos trata as não linearidades de forma semelhante ao esquema iterativo, muito embora seja menos sensível à intensidade dos acoplamentos físicos que este último.

Desempenho computacional: O número de operações de uma sequência de cálculo depende fortemente da ordem dos sistemas, e dos critérios utilizados de relaxação e de precisão. A estratégia iterativa praticamente não envolve resolução de sistemas, mas é muito sensível quanto aos outros dois critérios. Em oposição, o número de operações na estratégia

direta é basicamente dependente do tamanho dos sistemas, que para métodos do tipo LU (Press 1992) é proporcional ao cubo dos mesmos. Associado a este estão as não linearidades, que forçam que os mesmo sistema seja recalculado várias vezes. O método dos acoplamentos, por ser uma variante do anterior, também é fortemente marcado pela ordem de seus sistemas. Cabe comparar estes dois últimos, pois para resolver um mesmo problema, o método dos acoplamentos requer um número de operações menor, visto que trabalha com sub-sistemas. Por outro lado, este método faz apelo à relaxação com maior frequência, o que o penaliza. Muito embora o desempenho deva ser comparado pelo número de operações necessárias para efetuar-se um cálculo, pode-se utilizar com cautela a medida de tempo de cálculo, obtida sob condições controladas, e tomar os resultados como a devida relatividade.

Assim sendo, este trabalho utiliza duas edificações, compostas por 3 e 9 ambientes distintos, e as submete à uma sequência climática anual real. Os tempos de execução para as três estratégias apresentadas neste artigo, obtidos a partir de uma estação RISC-série 6000, estão na tabela 1. A ordem dos sistemas foi de 84, para o 3 peças, e 150, para o 9 peças.

Tabela 1- Tempos de execução das estratégias de cálculo

Método	3 peças	9 peças
Iterativo	2h 09'	9h 27'
Direto	1h 00'	10h 07'
Acoplamento	3h 59'	43h 36'

Nota-se que com o aumento do tamanho dos sistemas, o método direto torna-se muito mais lento. Para ordens pequenas, observa-se que o método de acoplamentos é mais rápido, mas acaba igualando-se ao iterativo, a medida que os sistemas aumentam. De uma forma geral, seria difícil ser conclusivo numa comparação entre os métodos iterativo e de acoplamentos, pois outros fatores podem fazer inverter as tendências mostradas, mas fica evidente o comportamento lento do método direto.

CONCLUSÃO

A escolha de uma determinada estratégia de resolução afeta o desempenho do programa de simulação. Verificando-se o comportamento das 3 opções de cálculo testadas, ficou claro a excessiva demanda de tempo requerida pelo método direto, enquanto observa-se que os dois outros são relativamente semelhantes, uma vez que apresentam comportamentos alternados. O que deve-se salientar é que o desempenho computacional não deve ser o único parâmetro empregado para a escolha de um certo método, pois outros fatores ligados podem pesar na decisão. O método iterativo tem uma lógica simples de montagem dos balanços, tendo sido talvez a mais difundida em engenharia. Ele possui também uma arquitetura muito favorável à inclusão de novos sistemas físicos, modelizados em módulos. O método direto, embora sendo mais lento, evita todo e qualquer trabalho adicional à escrita das equações de balanço e sua modelização, e o sistema resultante pode ser submetido a um 'solver' de equações. Ele também favorece a representação na forma de analogia elétrica do conjunto da edificação. Finalmente, o método dos acoplamentos, que mostrou-se mais rápido para pequenos sistemas, é muito potente quando bem explorada a separação em níveis de acoplamento. Sua desvantagem reside na lógica de manipulação destes últimos.

REFERÊNCIAS

- Rodríguez, E.A. e Allard, F., 'Coupling COMIS airflow model with other transfer phenomena', Energy and Building, Vol 18, pp 147-157, 1992
- Schneider, P.S., 'Comportement Thermo-Aéraulique des Bâtiments : Stratégies de Résolution du Problème Couplé', Tese de doutorado, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon, França, 1994a.
- Feustel et al, Fundamentals of the Multizone Air Flow Model-COMIS, Conventry: University of Warkick Science Park, Barclays Venture Centre, Air Infiltration and Ventilation Centre, Technical Note AIVC 29, 1990
- Laret, L., 'Contribution au Développement des Modèles Mathématiques du Comportement Thermique Transitoire des Structures d'Habitation', Tese de doutorado, Université de Liège (Bélgica), 1980
- Perez, M., 'Typologie et Uniformisation Syntaxique des Modèles de Transfert de Chaleur dans le Contexte de la Thermique du Bâtiment', Tese de doutorado, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon (França), 1989
- TRNSYS, A Transient System Simulation Program, Version 13.1, Madison, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin, 1988
- Bonneau et al, 'CLIM2000: Modular Software for Energy Simulation in Buildings', Proceedings of the Third International Conference of the International Building Performance Simulation Association IBPSA, Adelaide (Australia), 1993
- Buhl, F. et al, 'The U.S.EKS : Advances in the SPANK-based Energy Kernel System', Proceedings of the Third International Conference on System Simulation in Buildings, Liège (Bélgica), 1990.
- Schneider, P.S. et al, 'Strategies for Solving the Air Flow-Thermal Problem in Multiroom Buildings', Building and Environment, Vol 30, No 2, 1994b
- Rodríguez, E.A., 'Sistematización de Acoplamientos Térmicos y Termo-aeráulicos en la Simulación de Edificios', Tese de doutorado, Universidad de Seville (Espanha), 1990.
- Press, W.H., et al, 'Numerical Recipes - The Art of Scientific Computing', 2nd Edition, New York, Cambridge University Press, 1992

ABSTRACT

The iterative, direct and coupling method strategies are presented and discussed, to the resolution of systems of equations representing the thermal behavior of buildings. A software was developed to compare them, and some results are displayed. The running times, as well as the set of characteristics of each of the options are discussed, in order to give elements of decision and choice.

ESTUDIO DE LA CORRELACIÓN ENTRE LAS FLUCTUACIONES DE LA VELOCIDAD Y EL TAMAÑO DE GOTA EN UN CHORRO TIPO DIESEL NO EVAPORATIVO

M.L. Sánchez, F. Castro, A. Garicano, A. Melgar.
Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica.
E. T. S. Ingenieros Industriales. Universidad de Valladolid.
Pº del Cauce s/n 47011-Valladolid. ESPAÑA

RESUMEN

Se ha investigado la interacción entre un chorro diesel no evaporativo y una corriente de aire transversal de baja velocidad. La corriente transversal se ha caracterizado mediante un anemómetro de hilo caliente de dos componentes. En el chorro atomizado se han medido, mediante un anemómetro de desfase Doppler (PDA), los campos instantáneos de velocidad y diámetro de gota, para distintos valores del número de Reynolds y de la intensidad de la turbulencia de la corriente transversal. Los resultados no muestran ninguna influencia de la intensidad de la turbulencia en la evolución del chorro mientras que la variación del número de Reynolds afecta a la región superior y exterior del chorro donde la fase dispersa se encuentra en mayor equilibrio con la gaseosa.

INTRODUCCIÓN

En los últimos tiempos la mejora en la eficiencia de la combustión en los motores diesel no puede desligarse de la control en la emisión de contaminantes. Un aspecto fundamental a la hora de disminuir dichas emisiones es la correcta atomización del chorro de combustible.

Tradicionalmente, la influencia que tiene el movimiento del aire de la cámara de combustión, y su nivel de turbulencia se han supuesto importantes en el proceso de atomización de los chorros diesel. Sin embargo, como se demostrará en este trabajo, para variaciones no demasiado importantes del número de Reynolds y de la turbulencia no se consigue una mejora de la atomización, y la evolución del chorro atomizado es muy parecida.

En la sección de ensayo se establecía una corriente de aire transversal al chorro de velocidad comprendida entre 0 y 3 m/s. El nivel de turbulencia de esta corriente se ha variado mediante rejillas situadas a la entrada de la sección de ensayo.

El inyector utilizado es un Bosch 140S con cinco orificios de diámetro $d_i = 0,3$ mm. Cuatro de los orificios se bloquearon con el fin de tener un único chorro que se inyectaba verticalmente y hacia abajo. El líquido inyectado era gasoil comercial. En todos los ensayos la máxima presión de inyección ha sido 40 MPa, con un caudal inyectado por embolada de $37,8$ mm³ y una duración de la inyección de 1,7 ms.

El eje del chorro se ha determinado y posicionado verticalmente digitalizando imágenes mediante un procedimiento descrito en Melgar (1993). Al tratarse de un chorro no estacionario es preciso determinar el comienzo de la inyección y sincronizar la adquisición de datos. Para ello se utiliza un sistema de sincronización formado por un diodo láser y un fotodiodo semejante al descrito en Arcoumanis, Paal et al. (1990).

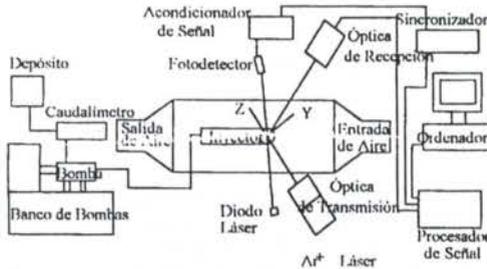


Figura 1: Instalación experimental.

INSTALACIÓN EXPERIMENTAL

Los principales elementos de la instalación experimental para el estudio de chorros diesel, Figura 1, son: un túnel de viento de baja velocidad, con sección de ensayo rectangular (180 mm x 120 mm) provista de ventanas laterales transparentes; un sistema de inyección; un Analizador Dinámico de Partículas (PDA) marca DANTEC de dos componentes; un anemómetro de hilo caliente de dos componentes, STREAMLINE; marca DANTEC; y un sistema de visualización y digitalización de imagen. El Analizador Dinámico de Partículas permite la medida simultánea de dos componentes de la velocidad y del tamaño de las gotas.

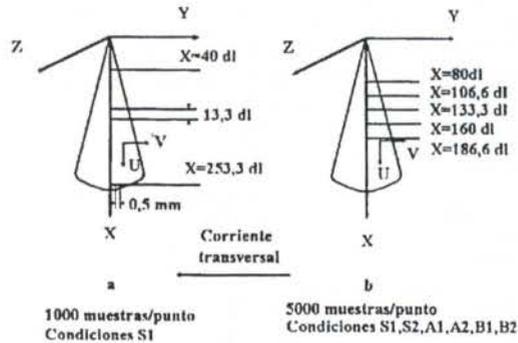


Figura 2: Resumen de las medidas en el chorro atomizado.

MEDIDAS Y RESULTADOS

La Tabla 1 muestra los parámetros característicos del flujo de aire en la sección de ensayo. Cada flujo viene caracterizado por una rejilla (S, A o B) y un valor del número de Reynolds (1 ó 2). Los perfiles de velocidad de aire en ausencia de chorro se midieron mediante el anemómetro de hilo caliente a lo largo de la vertical que coincide con el eje del chorro.

Tabla 1. Resumen de los ensayos de caracterización del corriente transversal.

ENSAYO	Re	REJILLA	U promedio (m/s)	u' promedio (m/s)	v'/(U ² +V ²) ^{1/2} prom.(%)	V promedio (m/s)	v' promedio (m/s)	u'/(U ² +V ²) ^{1/2} prom.(%)	v'/u'	Vmedia sección
S1	3448	Sin rejilla	-0.01	0.09	13.54	-0.67	0.18	28.03	1.98	-0.36
A1	3448	A	-0.01	0.04	7.62	-0.53	0.09	16.73	2.12	-0.36
B1	3448	B	-0.03	0.04	8.30	-0.45	0.07	15.71	1.79	-0.36
S2	9953	Sin rejilla	0.06	0.39	21.72	-1.92	0.64	36.75	1.64	-1.04
A2	9953	A	0.02	0.20	13.74	-1.49	0.31	21.23	1.53	-1.04
B2	9953	B	0.01	0.16	10.98	-1.44	0.22	15.09	1.37	-1.04

En la Tabla 1 se muestran los valores promedio de la distribución vertical. U denota la componente vertical, paralela al eje del chorro, y V la horizontal, que coincide con la dirección de la corriente transversal, como puede verse en la Figura 2. Las rejillas aumentan la isotropía y disminuyen el nivel de turbulencia de la corriente transversal, siendo la rejilla B la que modifica más el flujo. Estas modificaciones son más acusadas para el número de Reynolds mayor.

A continuación se describen los ensayos de caracterización del chorro. En primer lugar se estudió el comportamiento global del chorro. Para ello se realizaron barridos radiales entre X=40 d_i y X=240 d_i, Figura 2a, y se adquirieron 1.000 muestras por punto. Las condiciones del corriente transversal eran las S1 de la tabla 1.



Figura 3: Mapa de velocidades del chorro. Condiciones S1.

Posteriormente se estudió la influencia del corriente transversal, para lo que se realizaron medidas detalladas en la zona central del chorro, Figura 2b. Para cada una de las condiciones del flujo incidente de la Tabla 1, se realizaron cinco barridos radiales entre 80 y 186,6 d_i y se adquirieron 5.000 muestras por punto. La presión y la temperatura de la corriente transversal, en en todos los ensayos, eran 1 atm y 20°C, respectivamente.

Las medidas de tamaño y velocidad de gota se realizaron 550 μs después del inicio de la inyección, a lo largo de sucesivos ciclos de inyección, durante una ventana temporal de 50 μs, de tal manera que la caracterización del chorro se puede considerar instantánea. Las medidas de la presión en línea y en saco (Melgar, 1993) han mostrado una baja dispersión cíclica, lo que permite obtener una media de conjunto a partir de medidas a lo largo de un gran número de ciclos.

La Figura 3 muestra el campo de velocidad del chorro atomizado inyectado en la corriente transversal S1. La penetración del chorro, 550 μs después del comienzo de la inyección, es 76 mm (266,6 d_i). Se puede observar en el mapa de velocidades la ausencia de datos en la región central, o núcleo, del chorro. En esta zona el PDA no es capaz de medir porque el chorro es muy denso.

El comportamiento de la componente axial de la velocidad permite distinguir dos regiones radiales entre X=26,7 d_i y

X=213,3 d_i. En la región más interior la velocidad axial decrece con el radio rápidamente mientras que en la externa es casi uniforme.

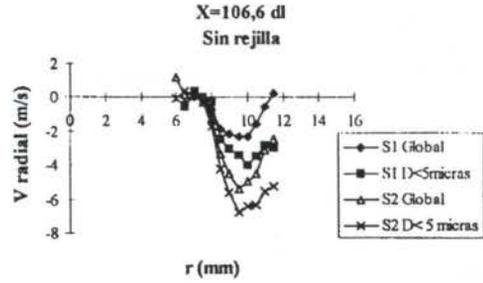


Figura 4: Perfiles de velocidad radial a X=106,6 d_i.

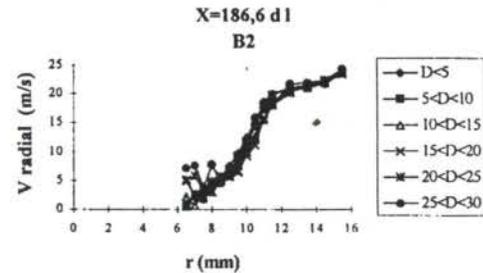


Figura 5: Perfiles de velocidad radial en X=186,6 d_i para distintas clases de diámetros.

En la cabeza del chorro, X>213,3 d_i, los perfiles de velocidad axial son, igualmente, uniformes. Esta semejanza de los perfiles de velocidad parece indicar que tanto las gotas de la cabeza, como las de la zona más externa de chorro, tienen su origen en la rotura de la punta de una masa líquida que avanza por el centro del chorro. Un análisis de los coeficientes de correlación cruzada entre el diámetro de gota y ambas componentes de la velocidad (Sánchez, Castro et al. 1994) muestra que las correlaciones tamaño velocidad disminuyen aguas abajo, lo que indica que en la cabeza del chorro las gotas serían jóvenes mientras que en la periferia del chorro son tanto más viejas cuanto menor es la distancia axial.

Las velocidades radiales crecen con el radio en la cabeza y en la zona externa. Un comportamiento muy interesante del campo de velocidades radiales es que existen velocidades negativas, es decir hacia el interior del chorro, para distancias axiales entre X=53,3 d_i y X=133,3 d_i.

En la Figura 4 se comparan los perfiles de velocidad radial en X=106,6 d_i para las condiciones de la corriente transversal S1 y S2. También se comparan los perfiles de la

población global de gotas con los de aquellas cuyo diámetro es menor que 5 μm .

La distancia axial de 106,6 d_i corresponde a la región en la que las gotas, en promedio, entran en el chorro. Se puede observar en la Figura 4 como las partículas de menor tamaño poseen velocidades más entrantes. La influencia del Reynolds de la corriente transversal es apreciable. Si bien la forma de los perfiles de velocidad no se modifica, el aumento en la velocidad de la corriente transversal de 1,25 m/s hace que el mínimo de la velocidad radial pase de -2,3 m/s a -5,4 m/s.

La situación es distinta a la distancia axial de 186,6 d_i , Figura 5, donde todas las clases de diámetros poseen la misma velocidad radial. A esta distancia axial la correlación entre velocidad radial y diámetro es prácticamente cero.

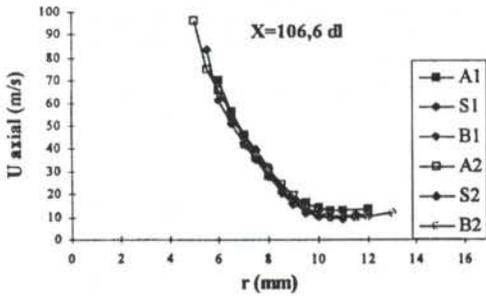


Figura 6: Perfiles de velocidad axial en $X=106,6 d_i$ para distintas condiciones de la corriente transversal.

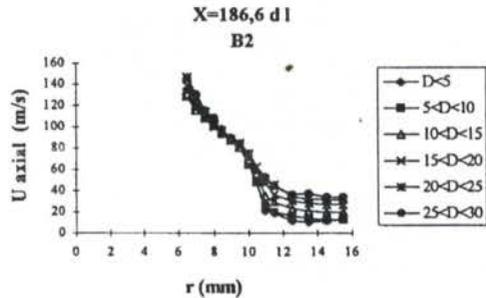


Figura 7: Perfiles de velocidad axial en $X=186,6 d_i$ para distintas clases de tamaños.

No se han apreciado diferencias sistemáticas en los perfiles de velocidad al variar el nivel de turbulencia dentro del rango examinado en el presente trabajo. En la Figura 6 se muestran los perfiles de velocidad axial en $X=106,6 d_i$ correspondientes a todas las condiciones de la corriente transversal.

La Figura 7 muestra los perfiles de velocidad axial para distintas clases de tamaños a la distancia axial de 186,6 d_i . En la región interior, donde existe un fuerte gradiente de velocidad axial, la correlación entre tamaño y velocidad axial es muy pequeña. En la zona externa la velocidad axial de las gotas es tanto más pequeña cuanto menor es su tamaño.

Las tendencias encontradas en $X=106,6 d_i$ y $X=186,6 d_i$ son representativas de dos regiones axiales: La primera, comprendida entre $X=80 d_i$ y $X=133,3 d_i$, corresponde aproximadamente a la mitad superior del chorro, y está caracterizada por velocidades axiales bajas, velocidades radiales entrantes, y va-

lores altos de ambas correlaciones diámetro-velocidad. En esta región superior el aumento de la velocidad de la corriente transversal modifica los perfiles de velocidad radial. La segunda región comprende las distancias axiales entre 146,6 d_i y 213,3 d_i , en la mitad inferior del chorro. Se caracteriza por una correlación velocidad radial-diámetro muy pequeña, y por una correlación velocidad axial-diámetro decreciente aguas abajo. En la región inferior no se han encontrado variaciones de los perfiles de velocidad con el número de Reynolds del corriente incidente.

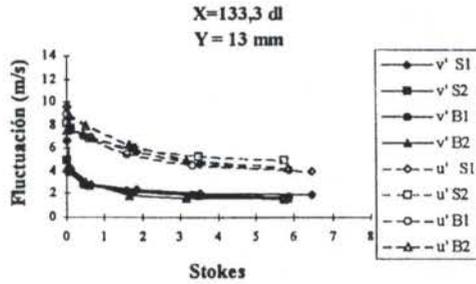


Figura 8: Fluctuaciones de la velocidad de gota en $X=133,3 d_i$ e $Y=13 \text{ mm}$.

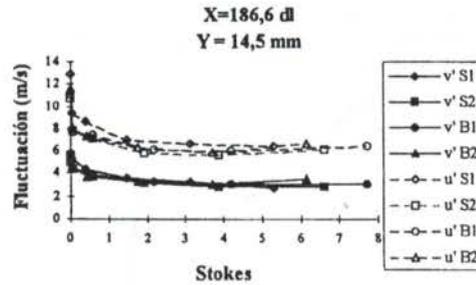


Figura 9: Fluctuaciones de la velocidad de gota en $X=186,6 d_i$ e $Y=14,5 \text{ mm}$.

En la Figura 8 se representan las fluctuaciones de velocidad de gota v' , radial, y u' , axial, frente al número de Stokes para la posición $X=133,3 d_i$ e $Y=13 \text{ mm}$ correspondiente a la zona superior del chorro. En la Figura 9 se representan para la posición $X=186,6 d_i$ e $Y=14,5 \text{ mm}$. Ambas posiciones corresponden a la zona externa del chorro.

El número de Stokes se define como el cociente entre el tiempo de respuesta de la partícula y la escala temporal del flujo en el que se mueve:

$$St = \frac{\tau_p}{\tau_g}$$

donde

$$\tau_p = \frac{D^2 \rho_p}{18 \mu g}$$

y

$$\tau_g = \min \left(\frac{l_c}{|U_g - U_p|}, \left(\frac{l_c^2 \rho_g}{\mu g} \right) \right)$$

Los subíndices p y g denotan partícula y gas, respectivamente, μ es la viscosidad del gas y l_c es la macroscale turbulenta, que se ha tomado como el ancho de la región exterior del chorro, aproximadamente 5 mm. Como velocidad del gas, U_g , se ha tomado la velocidad de las gotas con diámetro menor de 5 μm .

Tampoco se aprecian diferencias en las fluctuaciones ni con la intensidad turbulenta, ni con el Reynolds de la corriente incidente. La tendencia de las fluctuaciones de ambas componentes es parecida en las Figuras 8 y 9. Inicialmente, u' y v' disminuyen con el número de Stokes y posteriormente adquieren un valor constante. En la posición axial $X=133,3 d_i$ las fluctuaciones de ambas componentes de la velocidad alcanzan el valor límite cuando el Stokes es aproximadamente igual a 6, o sea para gotas de más de $25 \mu\text{m}$ de diámetro. En $X=186,6 d_i$ el valor límite de las fluctuaciones se alcanza aproximadamente para un Stokes de 2, ($d_i > 15 \mu\text{m}$).

Cuanto menor es el número de Stokes más rápidamente responde la partícula a las fluctuaciones turbulentas del flujo gaseoso en el que se mueve, y mayor es el equilibrio entre ambos. Por ello las fluctuaciones de velocidad de las gotas serán tanto más parecidas a las del gas, cuanto menor sea el número de Stokes. Los resultados parecen indicar que las fluctuaciones de velocidad de las gotas más pequeñas tienden a la turbulencia de la fase gaseosa, mientras que las fluctuaciones de la velocidad de las gotas mayores son independientes de la turbulencia ambiente.

El rango de Stokes para el que las fluctuaciones de gotas se ven influenciadas por la turbulencia del gas es mayor en $X=133,3 d_i$ que en $166,6 d_i$. Esto indica que el equilibrio entre las gotas y la fase gaseosa es mayor en $X=133,3 d_i$ de acuerdo con los cálculos de correlación velocidad diámetro expuestos en Sánchez et al. (1994).

En ambas posiciones se tiene que las fluctuaciones de la fase gaseosa del chorro, trazada por las partículas más pequeñas, no se ven modificadas por la intensidad de la turbulencia de la corriente transversal para los valores del número de Reynolds del presente trabajo.

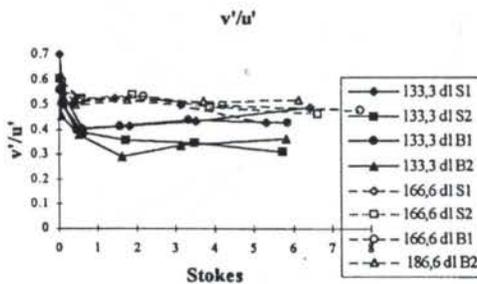


Figura 10: Anisotropía en las fluctuaciones de velocidad de gota.

Finalmente, la Figura 9 muestra, para las dos posiciones antes estudiadas, la variación del parámetro v'/u' que cuantifica la isotropía de las fluctuaciones de la velocidad de gota. Se observa una tendencia semejante en ambos casos. La isotropía de las gotas pequeñas es mayor que la de las grandes debido a la influencia de la turbulencia del gas, y tiene valores parecidos en ambas posiciones axiales. Por otro lado, la anisotropía de las fluctuaciones las gotas grandes concuerda con la relación entre las componentes de su velocidad media. Así mismo, se puede observar como en $X=166,6 d_i$ la diferencia entre la anisotropía de las gotas pequeñas y las grandes es menor que en $133,3 d_i$.

CONCLUSIONES

Se ha observado que el aumento del número de Reynolds de la corriente transversal no modifica apenas el campo de velocidades de chorro atomizado. Las únicas variaciones se han apreciado en la región superior y exterior del chorro, donde el movimiento de las gotas presenta mayor equilibrio con el de las fase gaseosa.

No se han apreciado diferencias en los campos de velocidad al variar el nivel de la turbulencia de la corriente transversal, ni siquiera para las gotas pequeñas.

No se han encontrado diferencias en las fluctuaciones de velocidad de gota al variar el número de Reynolds y la intensidad turbulenta de la corriente transversal.

Se ha observado una correlación entre las fluctuaciones de velocidad y el tamaño de gota. Las fluctuaciones de las gotas más pequeñas decrecen con el diámetro al estar influenciadas por la turbulencia del flujo gaseoso. Para las gotas grandes los valores de la fluctuación son independientes del tamaño.

El equilibrio en la zona externa del chorro es mayor para distancias axiales menores.

Las fluctuaciones turbulentas de la fase gaseosa del chorro, representadas por las fluctuaciones de velocidad de las partículas más pequeñas, no se ven modificadas por la intensidad de la turbulencia de la corriente transversal para los valores del número de Reynolds del presente trabajo.

La anisotropía entre las componentes fluctuantes de velocidad de gota es menor para las gotas más pequeñas.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen la ayuda recibida por la DGICYT n° PB91-0404-C02-02.

REFERENCIAS

- Aggarwal, S.K., Xiao, Y. and Uthuppan, J., "Effect of Stokes Number on Particle Dispersion", *Atomization and Sprays*, Vol. 4, pp. 223-236, 1994.
- Andrews, M.J., and Bracco, F.V. "On the Structure of Turbulent Dense Spray Jets", *Enciclopedia of Fluid Mechanics*, Vol. 8, pp.1063-1089, N.P. Chermisinoff, Editor.
- Arcoumanis, C., Paal, G. and Whitelaw, J.H. "Application of Laser Techniques to Diesel Engine Sprays", *Proceedings of the 5th International Symposium on Application of Laser techniques to Fluid Mechanics*, Lisboa, Portugal, 1990.
- Melgar, A. "Estudio Experimental Sobre la Inyección y la Estructura Interna de Chorros Tipo Diesel", Tesis Doctoral, Universidad de Valladolid, España, 1993.
- Sánchez, M.L., Castro, F., Tinaut, F.V., y Melgar, A. "Correlation of Drop Size and Velocity Field on a Non Evaporating Diesel Spray", *Euromech Colloquium 324. The combustion of Drops Sprays and Aerosols*, Marsella, Francia, 1994.
- Tomboulides, A., Andrews, M.J. and Bracco, F.V. "On the Anisotropy of Drop and Particle Velocity Fluctuations in Two-Phase Round Gas Jets," Mechanical and Aerospace Engineering Department, Princeton University, USA, 1989.

SUMMARY

The interaction between a diesel spray and a low velocity crossflow has been investigated. The crossflow has been characterized by a two component hot wire anemometer. Instantaneous spray two component velocity, and diameter fields for different cross flow Reynolds number, and turbulent intensities have been obtained by means of a Phase Doppler Anemometer (PDA). Results show no influence of the turbulence intensity, while variations with Reynolds number occur in the spray region where the disperse phase shows a higher equilibrium with the gaseous phase.

ESTUDIO DEL COMPORTAMIENTO AERODINAMICO DEL EDIFICIO "PALACIO SANTA CRUZ".

J.M. Villafruela - Centro de Investigación y Desarrollo en Automoción (CIDAUT)
Parque Tecnológico de Boecillo, Valladolid - España
F. Castro, M. T. Parra - Departamento de Ingeniería Energética y Fluidomecánica
Universidad de Valladolid - España

RESUMEN

En este artículo se presentan los primeros resultados de un trabajo cuyo objetivo es determinar el movimiento del aire alrededor de un edificio. Para ello se utilizan códigos de simulación numérica (PHOENICS y FIRE) y técnicas experimentales basadas en la anemometría de hilo caliente. Primero se justifica los modelos de viento y de topografía empleados en la parte de simulación numérica. A continuación se describen los modelos introducidos en ambos códigos y los resultados. En lo concerniente a la parte experimental se explica el diseño del sensor empleado y se describen las medidas de perfiles de viento en las cercanías del edificio.

INTRODUCCION

La acción del viento sobre monumentos o edificios con valor histórico o arquitectónico tiene especial importancia. Sus fachadas, elementos ornamentales exteriores, cubiertas, etc. se ven afectados por efectos ligados con la acción del viento tales como erosión, ensuciamiento y la contaminación, León (1990).

Cuando el viento incide sobre un edificio aparecen una serie de efectos difíciles de caracterizar. Fundamentalmente esta dificultad se debe a dos causas, la complejidad de la topografía urbana y el carácter variable de la velocidad del viento.

La finalidad del estudio que se describe en este trabajo, es determinar las zonas más críticas a la acción del viento de un edificio, en concreto el Palacio Santa Cruz (PSC en lo sucesivo). Para ello se han realizado simulaciones utilizando códigos CFD (Computational Fluid Dynamics) y medidas en el entorno del propio edificio, para lo que se ha diseñado un dispositivo basado en la anemometría de hilo caliente.

Este trabajo está encuadrado dentro del Proyecto Piloto Urbano cuyo objetivo principal es la aplicación de técnicas de investigación al campo de la rehabilitación del patrimonio artístico.

MODELOS

En la simulación del campo fluido en el entorno del PSC se han utilizado dos códigos de simulación: el PHOENICS v2.0 y el FIRE v5.2. Para hacer posible esta simulación es necesario establecer previamente los siguientes modelos: el de viento, el del PSC y el de la topografía de su entorno.

De la información recogida por el Centro Meteorológico Territorial de Castilla y León, en un periodo de 20 años, se observa que los vientos predominantes en la ciudad son en dirección Suroeste-Nordeste; dirección que coincide con la orientación del valle en el que se encuentra ubicada la ciudad.

Teniendo en cuenta que la velocidad media del viento en un periodo de 20 años ha sido de 10 km/h., en la simulación del perfil de velocidades de la capa límite terrestre, se ha considerado una velocidad de referencia $U(Z_{ref}) = 15$ km/h a una altura $Z_{ref} = 100$ m. Utilizando la expresión de Archibald, Beblins (1984), el perfil potencial de velocidad del viento sería:

$$U(Z) = \frac{U(Z_{ref})}{3.6} \left(\frac{Z}{Z_{ref}} \right)^{0.4} = \frac{15}{3.6} \left(\frac{Z}{100} \right)^{0.4} \quad (1)$$

Las dimensiones PSC son: 48x44m de planta y 23 m de altura, por tanto, para crear un modelo del edificio y su entorno, se ha adoptado el criterio por el cual detalles de un orden de magnitud más pequeños que la longitud característica no entran en consideración en el modelo. Así, no tienen cabida detalles tales como los relieves ornamentales, los contrafuertes de la fachada, la balaustrada y la inclinación del tejado. A la hora de modelar los edificios próximos se ha tenido en cuenta que los colocados aguas arriba del PSC tienen mayor influencia que los situados aguas abajo. En cuanto a alturas, la máxima del PSC es de 23m mientras que la del edificio más elevado dentro del entorno de influencia es de 25m. A la vista de estos datos se ha tomado como altura máxima de nuestro modelo 100m, Wilson (1979). De acuerdo con estas consideraciones el modelo de topografía a partir del cual se ha elaborado el dominio computacional es el indicado en la Figura 1.

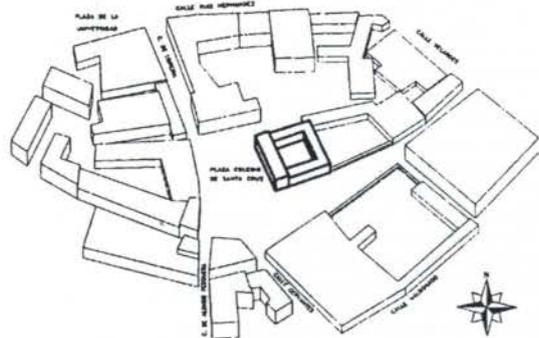


Figura 1. Modelo de topografía.

MODELADO NUMERICO DE FLUJO

En la Tabla 1 aparecen los parámetros más significativos del dominio computacional empleados con cada código. Este dominio no incluye todo el modelo de topografía que aparece en la Figura 1, sino una parte del mismo que depende de la dirección y sentido del viento. El modelo utilizado en el código PHOENICS comprende el PSC y los alrededores hasta alcanzar las fachadas circundantes, Figura 2. El del código FIRE incluye además la primera manzana de edificios en la dirección Norte.

Tabla 1. Parámetros del dominio computacional.

	Oeste-Este	Sur-Norte	altura	n° celdas
PHOENICS	178 m	152 m	100 m	41472
FIRE	222 m	210 m	100 m	48455

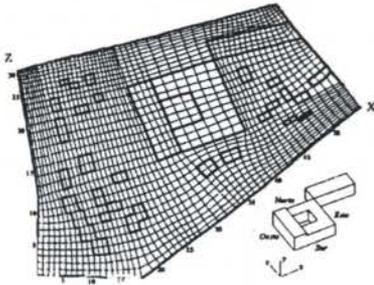


Figura 2. Distribución de celdas en planta y contornos flanqueados por calles en el código PHOENICS.

A continuación se presentan las características más importantes del modelo, comunes a ambos códigos para una simulación con vientos procedentes del Suroeste.

- El proceso se supone de naturaleza elíptica y estacionaria. Como suele ser habitual para el campo de las velocidades en una simulación de naturaleza estacionaria, se ha aplicado el modelo "tiempo ficticio" de relajación.
- Se resuelven: la ecuación de continuidad, la de cantidad de movimiento en las tres direcciones, así como las ecuaciones de la energía cinética turbulenta y la de su tasa de disipación.
- Se imponen entradas de aire en los límites Sur y Oeste del dominio computacional excepto en los contornos ocupados por edificios.
- Para la altura máxima del dominio computacional se asigna la condición de simetría, que se logra definiendo el contorno superior como pared sin fricción.

En el PHOENICS, se establece que la resolución del campo de presiones se realice en todo el dominio para facilitar el modelado de las recirculaciones. Los términos de las ecuaciones que se resuelven son:

- para las ecuaciones de continuidad y cantidad de movimiento, los términos fuente, convectivos y difusivos. Como consecuencia de la localización de obstáculos (edificios y árboles) en el interior del dominio computacional se espera la existencia de elevados gradientes.
- para la energía cinética turbulenta y su disipación, evaluadas con el modelo K- ϵ , han sido desactivados los términos fuente.

Respecto de las condiciones de contorno:

- En primer lugar se definen el PSC y su edificio anexo como bloques de porosidad nula y se activa la fricción para el fluido en contacto con sus paredes.
- Han sido introducidas como paredes el suelo y los límites del dominio ocupados por fachadas de edificios circundantes.
- Los límites del dominio en las direcciones Norte y Este se han definido como posibles salidas de fluido. Las condiciones asignadas son presión manométrica nula y que las velocidades cumplan continuidad.

El tipo de relajación asignada al campo de las presiones es el modelo "lineal" y el algoritmo de resolución utilizado es el Híbrido.

En el FIRE, las simulaciones vienen caracterizadas por las siguientes condiciones:

Los edificios han sido definidos como bloques de celdas que se extraen del dominio, resultando un mallaje no estructurado.

Las condiciones de contorno se caracterizan como sigue:

- Las paredes poseen como condición de contorno rugosidad de 20 cm.
- Los límites Norte y Este se han definido como posibles salidas de fluido, asignando condiciones de Von Newman.

Ha sido activado el ajuste dinámico de los factores de relajación en función de la velocidad de convergencia y se ha empleado el algoritmo SMART de resolución de orden 3.

RESULTADOS NUMERICOS

En la Figura 3 se representa para el código PHOENICS el campo de velocidades en un plano horizontal situado a 12.5m del suelo. En ella se aprecian claramente los desprendimientos de corriente que se producen en las esquinas Noroeste y Sudeste del PSC. Se observa como la presencia del edificio anexo al PSC modifica la evolución de cada uno de ellos.

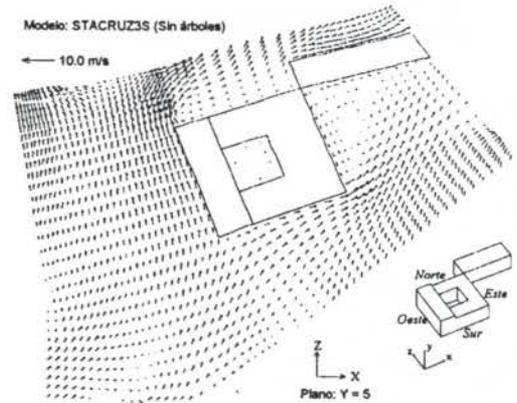


Figura 3. Campo de velocidades a una altura de 12.5m sobre un plano horizontal. Modelo sin árboles.

En la Figura 4, a través de cortes a diferentes alturas, se aprecia el carácter tridimensional del torbellino formado en la esquina Noreste del PSC.

En el vértice Noroeste del dominio y para alturas bajas aparecen velocidades altas tendiendo a salir del dominio, Figura 3. Esta zona se corresponde con la presencia de una calle flanqueada de edificios altos por lo que el aire tiende a salir por ella produciéndose un efecto de guiado. La dirección de la

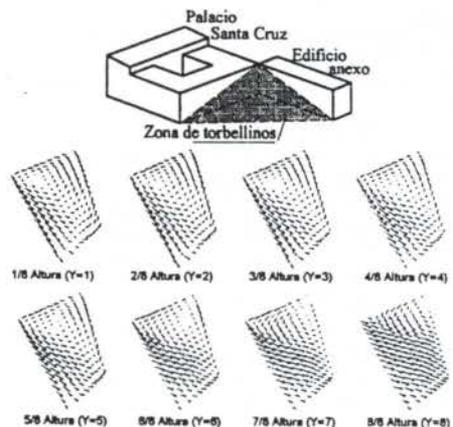


Figura 4. Torbellino tridimensional del patio interior. Modelo STACRUZ3S.

velocidad varía a medida que aumentamos la altura, hasta coincidir con la impuesta para la velocidad de entrada.

En el vértice Sudeste del dominio también existe una calle, sin embargo el fenómeno anterior es de menor magnitud debido a que las alturas de los edificios que la flanquean son mucho menores además de existir una reducción de área más pequeña.

La dirección del viento está fuertemente ligada a la presencia de edificios. Debido a los efectos tridimensionales el viento permanece paralelo a la fachada durante una mayor distancia en las proximidades al suelo que cuando nos acercamos a la cornisa del edificio.

En las fachadas Sur y Oeste del PSC es donde se producen las velocidades más altas, Figura 3. Tanto los extremos superiores de estas fachadas como las esquinas Sudeste y Noroeste son zonas de gradientes de velocidad acusado, especialmente en la parte superior de la esquina Noroeste.

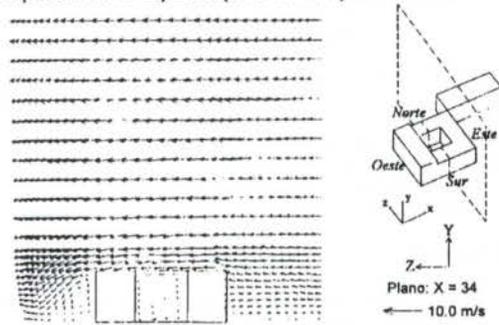


Figura 5. Campo de velocidades en un plano vertical.

La Figura 5 muestra los campos de velocidad en cortes verticales atravesando el PSC. Se observa la presencia de desprendimientos en las cornisas superiores y como a alturas tres veces la del PSC las velocidades son horizontales.

Debido a la presencia de un considerable número de árboles de gran tamaño en las proximidades del PSC, se ha considerado incluir éstos en un modelo que se ajusta más a la realidad de la época estival. Los árboles se simularon como bloques de porosidad inferior a 1, sin embargo no se consiguió que el flujo exterior atravesara los árboles. Por lo que se decidió disminuir su tamaño y considerarlos como bloques de porosidad nula.

La comparación de la Figura 3 (sin árboles) y la Figura 6 (con árboles) indica que éstos suavizan el efecto de guiado producido en la salida Noroeste del dominio, así como el gradiente de velocidades producido en la esquina Noroeste del

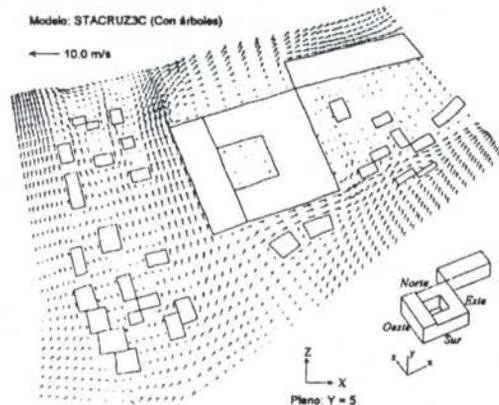


Figura 6. Campo de velocidades a una altura de 12.5m sobre un plano horizontal. Vientos del Suroeste.

PSC. Rompen el torbellino originado a sotavento del PSC (Figura 6) y los torbellinos de eje de giro horizontal originados por el desprendimiento de la capa límite en las azoteas de edificios.

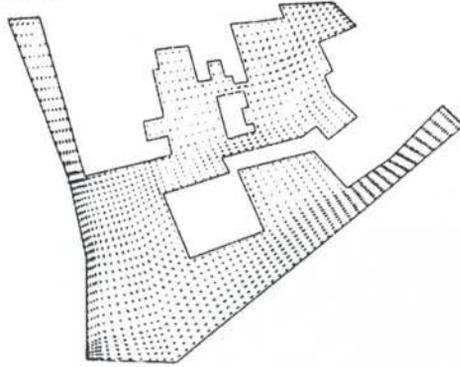


Figura 7. Campo de velocidades a una altura de 12 m sobre un plano horizontal. Viento del Nordeste.

Los resultados obtenidos con el código FIRE, Figura 7 muestran el campo de velocidades cuando el viento proviene Nordeste sin considerar la presencia de árboles. También se han realizado simulaciones con este código que tienen en cuenta la presencia de árboles y con vientos del Suroeste, obteniendo resultados similares a los del código PHOENICS, observándose los mismos desprendimientos, zonas de recirculación, etc..

DISPOSITIVO DE MEDIDA

El objetivo de este dispositivo es medir los perfiles de velocidad de viento en la proximidad de edificios. En su desarrollo se han combinado dos técnicas, una típica del campo de la meteorología (veleta con potenciómetro rotativo) y otra de los estudios aerodinámicos (anemómetro de hilo caliente).

Una de las principales limitaciones de la anemometría de hilo caliente radica en la necesidad de disponer de un elevado número de sensores si se desea caracterizar un flujo tridimensional, tal es el caso del flujo alrededor de edificios.

Si se utiliza una sonda doble en X y el vector velocidad está contenido en el cuadrante formado por los hilos de la sonda se puede determinar completamente el vector velocidad. Haciendo uso de esta idea se ha diseñado el dispositivo de medida. Se trata de colocar la sonda en X en el extremo de una veleta de manera que los hilos de la sonda estén contenidos en el plano de la superficie orientadora. Se consigue así que la sonda permanezca orientada en el plano que contiene a la velocidad.

Un problema que podría presentarse sería que la veleta tuviera giros rápidos durante el intervalo de toma de datos. En tal caso la medida de la velocidad del aire se vería falseada por la velocidad de giro del sensor. Sin embargo durante el periodo de adquisición apenas se produjeron variaciones en la posición angular de la veleta.

Se podría dar el caso de que el vector velocidad tuviese mayor componente vertical que horizontal, es decir, no estuviese contenido en el cuadrante formado por los hilos. En tal caso la medida obtenida por la sonda en X no sería correcta. Para saber si está sucediendo esto se ha dispuesto un tercer sensor perpendicular al plano formado por los sensores de la sonda en X, o lo que es lo mismo perpendicular al plano de la superficie de la veleta. Este sensor determina el módulo del vector velocidad cualesquiera que sea su componente vertical. Si este valor coincide para todas las muestras con el módulo de la velocidad obtenido a partir de la sonda en X se tendrá la

certeza de que el vector velocidad está correctamente determinado.

Uno de los principales problemas que se presentó a la hora de diseñar el dispositivo de medida era evitar que los cables de las sondas impidieran el libre giro de la veleta. Por ello se optó por realizar la conexión a través de un sistema de anillos rozantes.

Cualquier sistema de anillos rozantes tiene una variación de la resistencia de contacto. El efecto que esta variación produce en la curva de calibración ha sido analizado con detalle en Villafañe (1995). Donde se ha estimado que el error cometido tiene un valor menor del 10% para la variación máxima de la resistencia (0.1Ω).

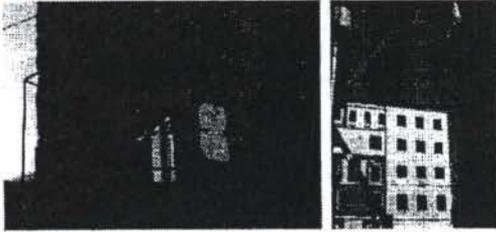


Figura 8. Vista del dispositivo de medida.

Para determinar completamente la velocidad falta conocer la orientación de la veleta. Esto se consigue mediante un potenciómetro rotativo adaptado al eje de la veleta. Este potenciómetro proporciona una salida en voltaje que se registra sincronizadamente al registro de las sondas.

El conjunto del dispositivo se monta sobre una estructura protectora para evitar los posibles daños producidos por golpes, Figura 8a. Esta estructura se desliza sobre unos cables guía para permitir su colocación a diferentes alturas, Figura 8b. La altura se calcula con ayuda de un medidor por ultrasonidos.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Se han realizado medidas a lo largo de tres verticales en la esquina Suroeste del palacio. En cada distribución vertical se realizaron medidas cada 0.5m. Para cada posición se tomaron 1024 muestras en 5s.

Para cada distribución vertical se obtienen tres gráficas: *gráfica de velocidad*, Figura 9a donde se representa los valores de la velocidad media y de la intensidad turbulenta u' , para cada punto de medida (altura) de la distribución, *gráfica de direcciones dominantes*, Figura 9b donde se representan las direcciones dominantes para cada altura así como la rosa de los vientos para cada posición y *gráfica de ángulo*, Figura 9c donde se representa el ángulo medio con respecto a la horizontal y su desviación típica para cada altura.

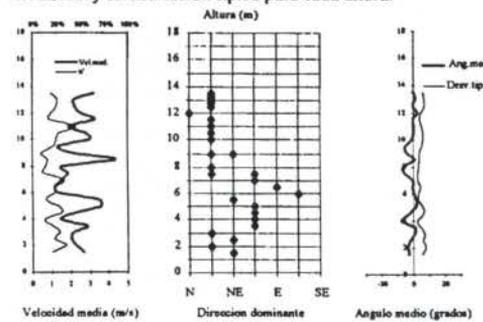


Figura 9 Velocidades y ángulos respecto a la horizontal.

En la Figura 9c se observa que la velocidad permanece prácticamente paralela al suelo dado que el ángulo respecto a la horizontal se mantiene muy pequeño. En la Figura 9b se ve que la dirección dominante es la Noreste, es decir, paralela a la fachada Norte. Estas mismas tendencias se manifestaban en los resultados numéricos.

CONCLUSIONES.

Se ha logrado simular mediante dos códigos diferentes el campo fluido entorno a un edificio, obteniéndose resultados satisfactorios en cuanto a efectos de guiado, zonas de desprendimiento, etc.

Se ha podido ver la repercusión de la presencia de los árboles en el campo fluido.

La comparación de resultados entre los diferentes dominios computacionales y diferentes códigos ha permitido la justificación de decisiones tomadas a priori.

Estos resultados permiten determinar zonas críticas del edificio que serán simuladas en mayor detalle utilizando como condiciones de entrada resultados de estos modelos.

Se ha verificado la validez del dispositivo diseñado para la medida de velocidades en las proximidades a un edificio.

Se han realizado medidas que permitirán comprobar la calidad de los resultados numéricos.

AGRADECIMIENTOS

La realización de este trabajo ha sido posible gracias al Proyecto Piloto Urbano cofinanciado por el FEDER, el Ayuntamiento de Valladolid y la Junta de Castilla y León.

REFERENCIAS

- Blevins, R., "Applied Fluid Dynamics Handbook", Van Nostrand Reinhold Company, 1984.
- Grandemer, J., "Wind Environment Around Buildings: Aerodynamic Concepts". *Proceedings of the Fourth International Conference on Wind Effects on Buildings and Structures*, Heathrow, J.K. Eaton (ed), Cambridge Univ. Press, pp 423-432, 1977.
- Leon, F. J., "Ensayo de Fachadas por Contaminación Atmosférica. Análisis y Prevención", *Secretariado de Publicaciones de la Universidad de Valladolid*, Valladolid, 1989.
- Panofsky, H. and Dutton, J., "Atmospheric Turbulence", John Wiley & Sons, 1984.
- Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- Villafañe, C. A., "Medida de la Velocidad del Viento a lo Largo de la Fachada de un Edificio", *ETSI-Valladolid*, 1995.
- Wilson, D.J., "Flow Patterns Over Flat Roofed Buildings and Application to Exhaust Stack Design", *ASHRAE Transactions* 85:284-95, 1979.

SUMMARY

In this article the first results of a work which objective is to determinate air movement around a building are presented. Two numerical simulation codes (PHOENICS and FIRE) and a device based on hot wire anemometry are used. Firstly, the selection of wind and topography models, used in the numerical simulation, are commented. Next, the main models used both in codes and the results, are described. With regard to experimental section the design of the device are explained and the measurements of wind profiles in the surroundings of the building are described.

INFLUENCIA DE LA ENERGÍA SOLAR EN LAS TUBERÍAS Y TANQUES DE ALMACENAMIENTO

Juan Rodríguez, Nelson Angulo y Arelis Pérez
Departamento de Termodinámica y Fenómenos de Transporte
Universidad Simón Bolívar. Apartado postal 89000
Caracas 1080. Venezuela. Fax 58-2-9634502, 9063743

RESUMEN

En el presente trabajo se estudió el efecto de la energía solar en los balances de energía para ciertos sistemas. Se puntualizó el efecto en la temperatura en función de los valores de la radiación solar, de la geometría, de la temperatura ambiente, del tipo de convección, de su orientación y ubicación geográfica y de las simplificaciones de las ecuaciones que rigen el proceso (estado estacionario, unidireccional, diferencial...) para dar conclusiones efectivas que permitan el mejor diseño de estos sistemas. Los sistemas estudiados en este trabajo son: tuberías de transporte de líquidos y gases, tanques de almacenamiento de diferentes geometría y posición. Se estudio el calor total (difusa más directa) recibido por cualquier superficie en base a los datos de energía solar sobre superficie horizontal.

INTRODUCCIÓN

Existen diferentes equipos que están expuestos a la radiación solar, colectores solares, intercambiadores, vaporizadores, tanques, tuberías, viviendas, en los cuales cuantificar la energía que reciben del sol, es de mucha importancia para la simulación del equipo.

El objetivo de este trabajo es analizar la influencia de las diferentes variables que afectan el comportamiento del sistema y el estudio de las diferentes simplificaciones o aproximaciones en los balances de energía, con la finalidad de obtener las ecuaciones más sencillas que predigan correctamente los perfiles de temperatura en los sistemas estudiados (Rodríguez, 1995).

Los sistemas estudiados en este trabajo son tuberías vacías, con fluido estancado y fluyendo, y tanques de almacenamiento cilíndricos verticales y horizontales y esféricos.

Para lograr este objetivo primero que todo se debe estudiar la energía total (G) que recibe del sol el sistema (directa I + difusa D) para cada geometría, orientación, época del año, situación geográfica y hora del día.

CÁLCULO DE LA ENERGÍA SOLAR SOBRE CUALQUIER SUPERFICIE

Para resolver los balances de energía donde influye la energía solar, obviamente hay que calcular este valor. Generalmente, se disponen de datos de energía total y directa que llegan sobre una superficie horizontal (G_h , I) y el valor de la energía difusa (D_h) se calcula según la ecuación 1 (Wieder, 1982).

$$I D_h = G_h - I \cos(\theta) \quad (1)$$

Donde el ángulo θ es el formado entre la normal a la superficie y la dirección de los rayos solares.

En este trabajo se utilizan los datos obtenidos en el Valle de Sartenejas, Caracas, Venezuela por Ledanois (1984). Estos datos se pueden correlacionar usando, entre otras (Hay, 1979, Ma and Iqbal, 1983) para obtener una función de la energía solar durante el día:

$$G = G_{max} \cos^2[180(t-n)/n] \quad (2)$$

Donde G_{max} y λ son las constantes a correlacionar, t es el tiempo del día solar y n la longitud del día solar. Ecuaciones similares se aplicaron para correlacionar la energía difusa y directa.

En la tabla 1 se presentan los valores de las constantes para la energía total usados en este trabajo.

Tabla 1. Valores de las constantes de la ecuación 1, para el cálculo de la energía total horizontal G_h , correspondiente a cada mes en el Valle de Sartenejas.

Mes	G_{max} [W/m ²]	λ	Desviación
Enero	711.9	1.631	0.990
Febrero	776.9	1.651	0.993
Marzo	867.9	1.599	0.997
Abril	825.4	1.622	0.994
Mayo	820.5	1.550	0.998
Junio	630.6	1.252	0.985
Julio	725.3	1.453	0.995
Agosto	756.8	1.407	0.993
Septiembre	826.4	1.611	0.990

Superficies inclinadas. Hasta ahora en la literatura sólo se han desarrollado ecuaciones de incidencia solar total en superficies planas en función de data experimental, en las cuales existe una sola normal que es constante en cada diferencial de área para correlacionar los datos experimentales de la energía solar. En el caso de superficies curvas, la normal varía punto a punto, luego, es necesario conocer en cada momento cual es el área involucrada, ya que los datos de radiación solar directa y difusa que se conocen están medidos por unidades de área, y por tanto, para obtener la cantidad de energía total que absorbe cualquier superficie curva se efectúa el análisis correspondiente. Para calcular la energía difusa Dincl, se usa la ecuación (Iqbal, 1983):

$$D_{incl} = \frac{1}{2} D_h [1 + \cos(\Delta)] \quad (3)$$

Siendo Δ el ángulo formado entre la normal a la superficie y el cenit.

Superficie inclinada horizontal. La cantidad de calor total (Q_n) que absorbe una superficie cilíndrica dispuesta horizontalmente es:

$$Q_{rt} = \alpha \int \left\{ \frac{1}{2} D_h [1 + \cos(\Delta)] + I \cos(\theta) \right\} dA \quad (4)$$

Donde el diferencial de área es:

$$dA = \frac{1}{2} D_e L d\Delta \quad (5)$$

Integrando la contribución de calor por radiación difusa:

$$Q_d = \alpha \frac{1}{4} D_h D_e L \int [1 + \cos(\Delta)] d\Delta = \alpha \frac{1}{2} D_h D_e L \quad (6)$$

Siempre para cualquier geometría, la energía difusa se basa en el área proyectada.

Para resolver la integral de la contribución de calor por radiación directa debe conocerse cada época del año y cada hora, deben obtenerse los límites de integración correspondientes a la superficie iluminada que siempre va a barrer 180°. Para obtener estos límites se calcula el Δ que maximiza $\cos(\theta)$, derivándolo e igualándolo a cero, ya que este valor corresponde con las coordenadas del centro de la superficie iluminada:

$$\frac{d[\cos(\theta)]}{d\Delta} = -\cos(z)\sin(\Delta) + \sin(z)\cos(\Delta)\cos(A - \Psi) = 0 \quad (7)$$

Despejando Δ se obtiene:

$$\Delta_c = \text{ATAN}[\tan(z)\cos(A - \Psi)] \quad (8)$$

Donde z es el ángulo cenital, A es el ángulo formado entre la proyección de los rayos solares y el sur y Ψ es el ángulo formado entre la proyección de la normal sobre la superficie y el plano.

La contribución por radiación directa queda expresada de la siguiente manera:

$$Q_d = \frac{1}{2} \alpha D_e I_L \int_{\Delta_c+90^\circ}^{\Delta_c+90^\circ} [\cos(z)\cos(\Delta) + \sin(z)\sin(\Delta)\cos(A - \Psi)] d\Delta \quad (9)$$

Recordando que A , Ψ y Z para cada instante de tiempo son constantes, resolviendo la integral anterior se obtiene:

$$Q_d = \frac{1}{2} \alpha \cdot I \cdot D_e \{ \cos(z) [\sin(\Delta_c + 90^\circ) - \sin(\Delta_c - 90^\circ)] - [\sin(z) \{ \cos(\Delta_c + 90^\circ) - \cos(\Delta_c - 90^\circ) \}] \cos(A - \Psi) \} \quad (10)$$

Definiendo como $F = \text{Integral del factor de oblicuidad}$, se puede expresar la ecuación anterior como:

$$Q_d = \frac{1}{2} \alpha D_e L F \quad (11)$$

En la expresión anterior puede verificarse que la oblicuidad con que inciden los rayos solares en una superficie de dimensiones $D_e L$ para cualquier hora del día dependen de la codeclinación y el ángulo Ψ , ya que $L' (90^\circ - \text{latitud})$ es una constante en este caso para el Valle de Sartenejas. Puede estudiarse el efecto que tienen los mismos por separado y su influencia es apreciable en las figuras 1 y 2 ($D' = \text{codeclinación}$), (Wieder, 1982).

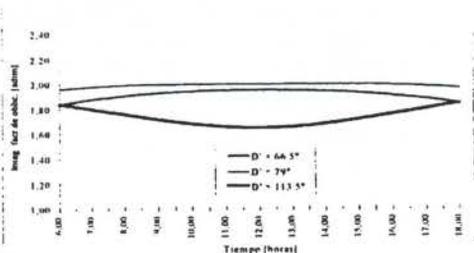


Figura 1. Comparación de la integral del factor de oblicuidad F , para una orientación $\Psi=90^\circ$ y diferentes codeclinaciones D' , (diferentes z).

Superficie cilíndrica vertical. Se emplea el mismo procedimiento explicado anteriormente y se obtiene que para las energías difusa y directa:

$$Q_d = \frac{1}{2} \alpha D_h \pi D_e L \quad (12)$$

$$Q_i = \frac{1}{2} \alpha D_e L F' \quad (13)$$

Donde F' es la integral del factor de oblicuidad que va de 0 a 2

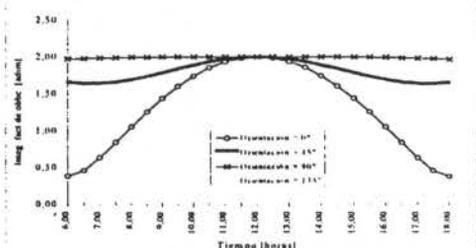


Figura 2. Comparación de la integral del factor de oblicuidad F , para codeclinación $D'=79^\circ$ y diferentes orientaciones Ψ .

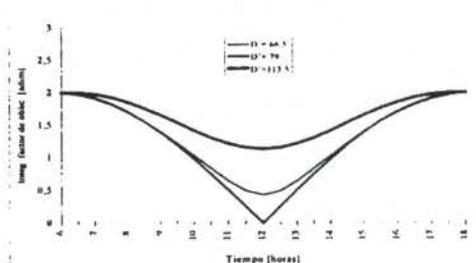


Figura 3. Comparación de la integral del factor de oblicuidad F' , para diferentes codeclinación D' .

para esta geometría y se muestra en la figura 3.

Superficie esférica. Para superficie esférica, por procedimiento análogo, se llega a:

$$Q_d = \alpha D_h \pi D_e^2 \quad (14)$$

$$Q_i = \frac{1}{4} \alpha \pi D_e^2 F' \quad (15)$$

En esfera, tanto la energía difusa como la directa no dependen de la orientación.

INFLUENCIA DE LA ENERGÍA SOLAR EN TUBERÍAS

Para estudiar la influencia de la energía solar en tuberías, se dividió en tres casos, el primer caso se refiere a tuberías vacías, el segundo caso a tuberías llenas de un fluido estancado y el tercer caso a un fluido fluyendo dentro de ductos.

Tuberías vacías. Se presentan cuando se instalan las tuberías y en tuberías sin uso, y pueden afectar el cálculo de la dilatación de las mismas. Se estudia para obtener la temperatura de la tubería en función del tiempo. Para ello se plantean dos casos, caso a: instantáneo o estacionario, (el cual no toma en cuenta la acumulación) y caso b: transitorio.

Caso a. Instantáneo:

$$Q_{rs} - (h_c + h_r) A (T - T_{amb}) = 0 \quad (16)$$

Caso b. Transitorio:

$$\rho V C_p \frac{dT}{dt} = Q_{rs} - (h_c + h_r) A (T - T_{amb}) \quad (17)$$

Donde h_c es el coeficiente convectivo y h_r el de radiación.

En la figura 4, se comparan ambas soluciones. Se nota una diferencia en los perfiles, pero si se comparan ambas soluciones para las temperaturas máximas, figura 5, se obtienen valores muy parecidos. Al incluir el aire estancado en los balances de energía no se nota ningún efecto. Las figuras 6 y 7 muestran la influencia de la temperatura de superficie en función de la convección externa y del mes estudiado.

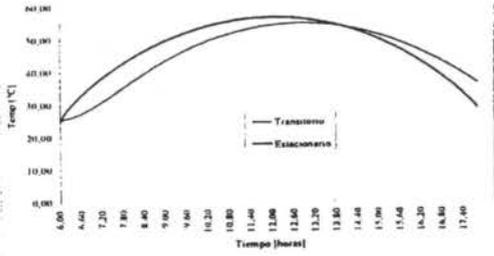


Figura 4. Comparación del perfil de temperatura según el caso instantáneo y transitorio para tuberías de DN=24".

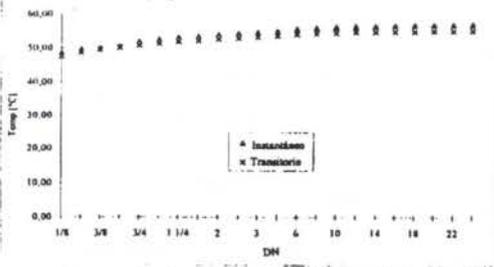


Figura 5. Comparación de temperaturas máximas calculadas por el caso instantáneo y transitorio en el mes de marzo y absorptividad $\alpha=0,94$.

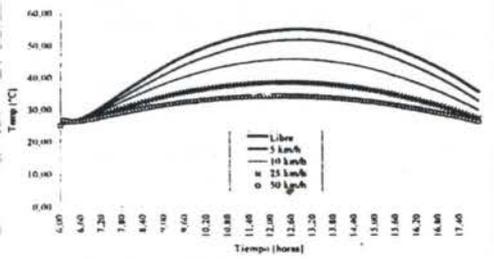


Figura 6. Efecto de la convección forzada para tubería de DN=24", sometida a diferentes velocidades de viento.

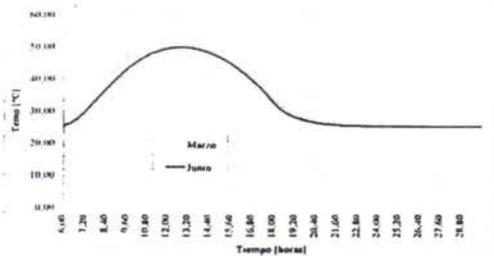


Figura 7. Comparación del perfil de temperaturas calculado en estado transitorio en una tubería DN=24", en los meses de marzo y junio con una absorptividad de $\alpha=0,94$.

Tubería con fluido estancado. En un proceso continuo donde por alguna razón es necesario interrumpir o concluir el proceso, quedando depositado fluido dentro de la tubería, es importante conocer la temperatura que éste puede alcanzar, para evitar algún tipo de efecto no deseado. La solución de este problema, se puede afrontar de tres maneras:

Caso 1.- Tomando como volumen de control toda la tubería y el fluido, lo que trae como consecuencia que ambos se encuentren a la misma temperatura.

Caso 2.- Tomando como volumen de control sólo el fluido, despreciando la contribución de la tubería. Este caso no se puede utilizar para gases, por su baja capacidad térmica.

Caso 3.- Tomando como volumen de control toda la tubería y el fluido por separado, de tal manera que cada uno posea temperatura distinta, de superficie y de bulto respectivamente. Se resuelve por el método Runge-Kutta.

En la figura 8 se comprueba que para líquidos, las tres soluciones reportan perfiles similares. Con la figura 9 se muestra que a partir del cuarto día los perfiles diarios se repiten.

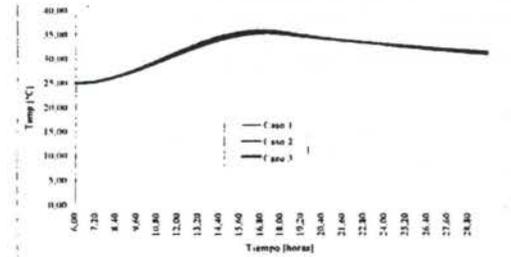


Figura 8. Comparación de los tres casos aplicados a tuberías con fluido estancado (agua) en una tubería de DN=24".

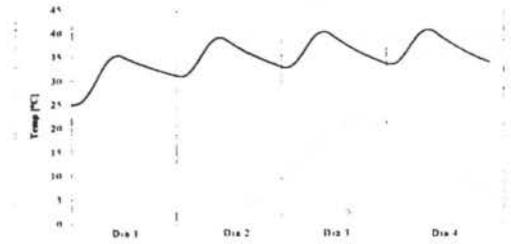


Figura 9. Comportamiento del perfil de temperatura para varios días en una tubería de DN=24", llena de agua y estancada.

Tubería con fluido circulante. Al analizar este caso, y al plantear los balances de energía en forma diferencial, al integrar en la longitud de la tubería, se obtiene, dado que el tiempo de residencia del fluido en la tubería es muy pequeño (si es menor de una hora), una expresión parecida a la conocida para tubería sin energía solar.

$$mCp(T_{sal} - T_{ent}) = \frac{(T_{sal} - T_{amb}) - (T_{ent} - T_{amb})}{L \cdot h} \left[\frac{T_{amb} - T_{ent} + \frac{Q_{rs}}{2\pi A(h_c + h_r)}}{T_{amb} - T_{sal} + \frac{Q_{rs}}{2\pi A(h_c + h_r)}} \right] \quad (18)$$

Pero con una definición de un delta T logarítmico de radiación ΔT_{logR} .

TANQUES DE ALMACENAMIENTO

Se estudia la temperatura promedio que alcanza el fluido almacenado, considerando que el líquido llena el tanque, en tres casos: tanque cilíndrico vertical, tanque cilíndrico horizontal y tanque esférico.

Tanques cilíndricos verticales. Se hace el estudio para obtener el perfil de temperatura del fluido en función del tiempo, planteando los tres mismos casos citados anteriormente. En la figura 10, se presenta la comparación de las tres diferentes soluciones. Se

concluye que para tanques grandes los tres casos tienden al mismo comportamiento, mientras que para tanques pequeños, para obtener un perfil real hay que aplicar el caso 3, el cual es plantear los balances de energía para el tanque y para el fluido y resolver ambas ecuaciones simultáneamente.

Esta conclusión se puede extender a tanques verticales y esféricos.

Tanques cilíndricos horizontales y esféricos. Tomando el caso 3 para este tanque, se obtienen varios resultados representativos, entre ellos que el tanque horizontal siempre se calienta más que el vertical (figura 11), en la comparación de los perfiles de temperatura para varios días de tanque con igual volumen pero diferente geometría (figura 12), se obtiene que el esférico se calienta más. También se presenta la variación del perfil de temperatura en función de la pintura del tanque (figura 13 y tabla 2).

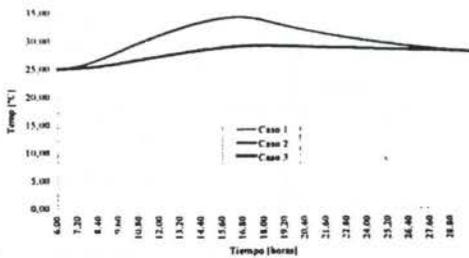


Figura 10. Comparación del perfil de temperatura promedio para las diferentes soluciones en un tanque vertical ($D=0,5m$, $h=1,5m$), lleno de glicerina.

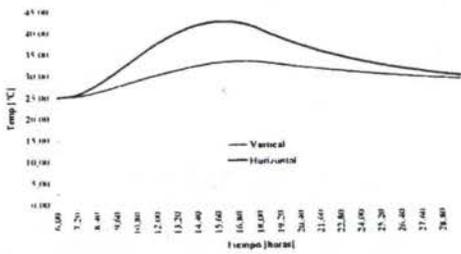


Figura 11. Comparación del perfil de temperatura promedio para un tanque horizontal y uno vertical ($D=0,5m$, $h=1,5m$), lleno de glicerina.

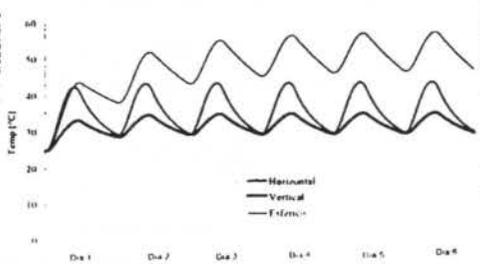


Figura 12. Comparación del perfil de temperatura promedio para tanques de diferentes geometría ($V=1,15m^3$), lleno de aceite.

Tabla 2. Absortividad y emisividad para diferentes pinturas de aceite.

Color	Absortividad	Emisividad
Blanco	0,18	0,92
Amarillo	0,33	0,93
Aluminio	0,54	0,50
Negro	0,94	0,96

Fuente: Clifford Strock and Richard Koral, 1963

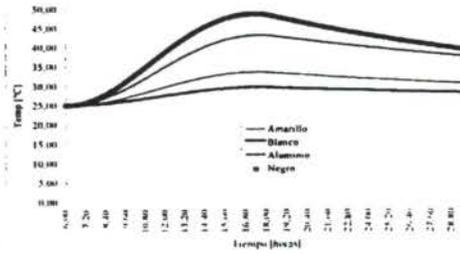


Figura 13. Comparación del perfil de temperatura promedio para un tanque esférico ($V=1m^3$), lleno de aceite, pintado de diferentes colores.

CONCLUSIONES

- La energía difusa recibida para cualquier geometría (menos la esférica) está basada en el área proyectada, mientras que la directa está basada en el área proyectada por un factor de oblicuidad que varía entre 0 y 2.
- En tuberías vacías, el cálculo de la temperatura máxima se puede hallar con un balance instantáneo.
- En tuberías con fluido estancado, los tres métodos empleados (para líquidos) dan el mismo resultado.
- En tuberías con fluido circulante, se puede obtener la temperatura de salida de un fluido por un balance en estado estacionario, para tiempos de residencia menor a 1 hora, usando la nueva definición del ΔT_{logR} .
- Los fluidos contenidos en tanques dispuestos horizontalmente, alcanzan mayores temperaturas que los dispuestos verticalmente.
- Los tanques esféricos tienen la capacidad de absorber mayor cantidad de energía solar que los tanques cilíndricos.

REFERENCIAS

- * Hay J.E., "Calculation of monthly mean solar radiation for horizontal and inclined surfaces". *Solar Energy*, Vol. 23, pps. 301-307, 1979.
- * Iqbal M., *An introduction to solar radiation*. Academic Press, USA, 1983.
- * Ma C.C.Y. and Iqbal M., "Statistical comparison of models for estimating solar radiation on inclined surfaces". *Solar Energy*, Vol. 31, pps. 313-317, 1983
- * Ledanois J.M., "Datos experimentales de la Radiación Solar en el Valle de Sartenejas", Caracas 1984, Venezuela.
- * Rodriguez J.M. "Estudio de la Influencia de la Energía Solar sobre diferentes Sistemas". Trabajo de Ascenso, Universidad Simón Bolívar, Caracas 1995, Venezuela.
- * Wieder S., "An Introduction to solar energy for scientist and engineering", John Wiley & Sons, USA, 1982.

ABSTRACT

In this work, the effect of solar energy in storage tanks and pipings is studied. The emphasis was in determine the effect at the system temperature in terms of solar radiation, geometry, atmosphere temperature, convection type, orientation and geographic location and different aproaches in the equations that govern the process (steady state, unidirectional, differential) to give effective conclusions that allow the best design of this systems.

COMPRESSORES

Análise Exergética de Compressores Herméticos Alternativos

Fabian Fagotti

Embraco S. A., Divisão de Pesquisa Mecânica e de Materiais
Rua Rui Barbosa, 1020, Cx. P. 91, 89219-901 - Joinville - SC

RESUMO

O presente trabalho estabelece um procedimento para análise exergética de compressores, usada complementarmente à análise energética. Informações a respeito dos processos internos são obtidas via programas para simulação do funcionamento do compressor e para análise térmica do mesmo. Todos os principais processos são modelados e as expressões analíticas para avaliação dos fluxos exergéticos e das irreversibilidades são apresentadas. Comparam-se quantitativamente as perdas exergéticas de um compressor específico; a análise permite que identifiquem-se alguns campos com potencial de otimização. Finalmente, confrontam-se os resultados obtidos das análises energética e exergética.

INTRODUÇÃO

Em termos básicos, a grandeza exergia descreve o potencial de geração de trabalho que um sistema apresenta quando em interação com um determinado ambiente. Desta forma, não representa uma propriedade inerente ao sistema, como a energia ou a entalpia, mas uma co-propriedade do sistema e de um ambiente de referência específico, o qual define uma situação de equilíbrio. Os conceitos básicos nos quais são baseados a análise exergética de sistemas foram lançados por nomes como Tait, Clausius, Maxwell, Gibbs, Guoy, Stodola e Keenan. No entanto, os primeiros trabalhos na determinação da "energia disponível" para trabalho em um sistema foram publicados por Lord Kelvin, em uma época na qual a primeira lei da termodinâmica havia sido recém estabelecida e sequer havia sido definida a entropia (Kotas, 1985).

Qualquer forma de energia pode ser representada por uma exergia equivalente, a qual indica a quantidade de trabalho que poderia ser gerada com a interação entre o sistema e o ambiente, caso este se desse por meio de um processo termodinâmico ideal. Assim, torna claro os pontos nos quais a transferência de energia se dá de modo ineficiente ou contra-producente. Neste aspecto, a otimização exergética de um processo implica a minimização das irreversibilidades geradas.

A exemplo da energia, a exergia se conserva em sistemas ideais. A diferença que se observa entre a utilização dos dois conceitos reside no fato de que a conservação da energia refere-se à observação tão somente da primeira lei da termodinâmica, enquanto que um balanço exergético estabelece a observância também da segunda lei, embora não a use explicitamente. Assim, as irreversibilidades geradas no sistema são computadas. Desta forma, baseado na quantidade de trabalho que o sistema está apto a gerar, pode-se definir exergias e irreversibilidades associadas a fluxos de massa, trocas térmicas, transformações químicas, processos com variação de energia potencial, perdas por atrito, etc. Desta forma, definem-se diferenças qualitativas entre trocas energéticas, de acordo com a sua natureza.

A vantagem que se prega com relação ao uso da análise exergética reside no fato de que alguns processos são inerentemente irreversíveis. A análise baseada somente na primeira lei da termodinâmica não faz distinção entre os processos que têm lugar no sistema; cada unidade de energia em trânsito é tratada da mesma forma, independentemente de

sua "qualidade". Em termos energéticos, a escolha dos componentes de um sistema somente pode levar em conta se ele é ou não apto a realizar uma determinada tarefa. A análise exergética mostra também o quão eficiente o componente é ao realizá-la. Assim, a eficiência energética ideal é um parâmetro do qual só se sabe que não pode ser atingido, enquanto que a eficiência exergética ideal mostra até onde se pode chegar e, melhor que isto, qual é o melhor caminho a seguir.

Um exemplo prático de como a análise exergética complementa a energética pode ser ilustrada pelo caso seguinte. Considere-se o gás que se encontra na câmara de descarga e o que está no cilindro de um compressor, pouco antes da abertura da válvula de descarga. Ambos têm diferentes pressões e temperaturas. Depois da abertura da válvula, a maior parcela do gás que estava no cilindro se mistura ao gás da câmara de descarga. Considerando-se o sistema isolado, é trivial a afirmação de que a energia se conserva. No entanto, sendo o processo irreversível, uma parcela da energia aproveitável do sistema é perdida. Com um balanço exergético, esta perda pode ser quantificada diretamente. O mesmo raciocínio pode ser estendido a outros processos que ocorrem no sistema. Para referências quanto a teoria e utilização do método de análise exergética, reportar-se, por exemplo, a Kotas (1985) ou McGovern (1990a, b).

Os compressores herméticos alternativos de pequeno porte para refrigeração atualmente no mercado apresentam níveis de eficiência bastante altos. São disponíveis modelos com até 60% da eficiência prevista pelo ciclo ideal. Tal fato torna-se bastante relevante tendo-se em vista a eficiência de outras máquinas térmicas de fluxo, usualmente na faixa de 20 a 40% da correspondente máquina de Carnot. Em decorrência disto, otimizações adicionais neste tipo de compressor exigem um árduo trabalho de pesquisa, no qual é importante a atuação em diversos campos de conhecimento tecnológico. Neste cenário, a análise exergética presta-se como mais um meio para avaliação de alternativas de otimização, complementar à análise energética.

Análises de compressores sob o ponto de vista energético vêm sendo objeto de diversos trabalhos já de longa data, sempre acompanhando o desenvolvimento da simulação do funcionamento de compressores (vide Todescat et al., 1992). Já a análise exergética de compressores normalmente é relegada a segundo plano ou simplesmente ignorada; os trabalhos na área são poucos e recentes. Mesmo assim, quase todos os trabalhos versam sobre compressores de grande porte.

Xu e Clodic (1992) levam a efeito uma análise exérgica de um ciclo de refrigeração como um todo. Na parte relativa ao compressor, valem-se de modelos bastante simplificados para representar as interações energéticas; talvez isto se justifique por não ser aquele o objeto central da análise. Por exemplo, o processo de compressão é considerado adiabático e todas as trocas térmicas entre as partes do compressor são consideradas como ocorrendo diretamente com o ambiente externo. Como não é feita a simulação do funcionamento, necessitam-se dados experimentais para proceder a análise. Desta forma, tem-se limitações graves quanto a confiabilidade e flexibilidade da mesma. McGovern e Harte (1992) já apresentam uma análise que vale-se de uma combinação de resultados de experimentos e de simulações. As interações são discretizadas em um nível que já possibilita análises mais abrangentes do compressor, no entanto considera-se o gás como ideal. O trabalho de McGovern et al. (1994) representa uma evolução do anterior, no qual já se procede uma simulação mais abrangente, diminuindo a necessidade de dados experimentais, além de utilizar equações de gás real para as transformações termodinâmicas. A mesma linha de trabalho é seguida por Wagner e DeBlois (1994), os quais fazem o modelamento para as trocas energéticas de modo bastante completo. Com relação ao modelo para análise exérgica, faz-se restrições com relação a duas hipóteses. Primeiro, as perdas energéticas do motor e por atrito não são assumidas como "aproveitáveis", aplicando-se uma abordagem típica da análise energética, o que impede que se tire proveito completo do contraste desta com a análise exérgica. Segundo, não se levam em conta as perdas exérgicas relativas aos processos de mistura. Considerações deste tipo descaracterizam os resultados da análise exérgica, perdendo-se a visualização da "qualidade" dos processos.

No presente trabalho é delineada a análise exérgica de compressores herméticos alternativos, valendo-se de dados gerados por dois programas, um para simulação do funcionamento do compressor, acoplado a um segundo para simulação térmica do mesmo.

ANÁLISE EXÉRGICA

A seguir, são apresentadas as expressões derivadas para análise exérgica do compressor. Este é dividido em oito volumes de controle, a saber, câmara de sucção, cilindro, câmara de descarga, filtro de descarga, ambiente interno, motor, mecanismo e carcaça. Nesta análise, são negligenciados os efeitos da solubilidade óleo/refrigerante, considerando-se sempre as propriedades do refrigerante puro, em equilíbrio químico global e termodinâmico em cada volume de controle. Também consideram-se desprezíveis as energias cinética e potencial do gás. As trocas energéticas entre os volumes de controle são consideradas em regime permanente, porém toda a simulação dos processos pelos quais o gás passa é feita em regime transiente (cíclico).

Fluxo de massa. As perdas exérgicas no fluxo de refrigerante se dão em função de perdas de carga, mistura e trocas térmicas. As irreversibilidades decorrentes desta última serão tratadas à parte. Considerando-se conjuntamente a perda de carga e mistura, a irreversibilidade gerada em um volume de controle pode ser expressa por

$$\dot{i}_{\infty} = \dot{m} T_{\infty} \left[(s_{cv} - s_f) - \left(\frac{h_{cv} - h_f}{T_{\infty}} \right) \right] \quad (1)$$

onde os subíndices " ∞ ", " cv " e " f " referem-se, respectivamente, ao ambiente externo (estado de referência), ao interior volume de controle e à entrada deste. O fluxo

exérgico pode ser descrito pelo que segue.

$$\dot{E} = \dot{m} [h_{cv} - h_f - T_{\infty} (s_{cv} - s_{\infty})] \quad (2)$$

Tais expressões são utilizadas para os processos de escoamento nos filtros e válvulas, bem como para a sucção e descarga do cilindro.

Transferência de calor. Quando existem trocas térmicas, há um trabalho potencial realizável, cujo ótimo é descrito pelo ciclo de Carnot. Este trabalho corresponde a uma exergia que, se não aproveitada, é perdida, gerando uma irreversibilidade descrita por

$$\dot{i}_w = \dot{Q} T_{\infty} \left(\frac{1}{T_{cv}} - \frac{1}{T_{ch}} \right) \quad (3)$$

onde os subíndices " l " e " h " referenciam os volumes de controle com temperatura mais baixa e mais alta, respectivamente. A temperatura característica do volume de controle é tomada como sendo a média dos valores avaliados ao longo do ciclo, no caso de processos externamente ao do cilindro, ou o valor instantâneo, no caso de processos que ocorrem na interface com este último.

Perdas mecânicas. Em uma análise energética, toda a energia dispendida em atrito nos mancais é estabelecida como perda. No caso de uma análise exérgica, define-se uma parcela aproveitável, pois deve-se considerar que parte da exergia corresponde à "usada" para aumentar a exergia dos volumes de controle para os quais a energia dissipada se transfere. Este pode ser o óleo, o corpo do mancal ou o ambiente, conforme o modelo utilizado na análise. No caso do compressor, esta exergia também não é aproveitada, sendo computada como irreversibilidade das trocas térmicas entre os volumes de controle contíguos. A irreversibilidade é avaliada via diferença entre a energia total e a parcela devida à troca térmica, na forma

$$\dot{i}_m = W_f - W_f T_{\infty} \left(\frac{1}{T_m} - \frac{1}{T_s} \right) \quad (4)$$

De acordo com o modelo utilizado, o fluxo exérgico se dá do mancal " b " diretamente ao ambiente interno " ie " do compressor.

Perdas no motor. Considerando-se que todas as perdas elétricas transformam-se em calor e que uma parte deste calor vai aumentar a exergia dos volumes de controle adjacentes ao motor, o mesmo modelo de geração de irreversibilidade utilizado para os mancais pode ser aplicado ao motor. Desta forma, tem-se a equação seguinte.

$$\dot{i}_{el} = (1 - \eta_m) \left[W_e - W_e T_{\infty} \left(\frac{1}{T_m} - \frac{1}{T_m} \right) \right] \quad (5)$$

Varições exérgicas na compressão e expansão. Nos processos de compressão e expansão, a menos do vazamento (o qual é considerado em separado), não há fluxo de massa. No entanto, o gás sofre uma transformação termodinâmica, a qual faz com que sua exergia varie; isto pode ser avaliado através da expressão

$$\Delta E = \dot{m} [h_f - h_i - T_{\infty} (s_f - s_{\infty})] \quad (6)$$

onde os subíndices " i " e " f " referem-se aos estados do gás no

início e no final do processo, respectivamente. Como a simulação dos processos no interior do cilindro considera o regime como transiente cíclico, é possível avaliar os valores das grandezas instante a instante.

A irreversibilidade gerada pode ser separada em duas partes, uma relativa à variação de entropia do gás e outra relativa à troca térmica deste com as paredes do cilindro. A parcela relativa à entropia é dada pela relação abaixo.

$$\Delta I = mT_w(s_f - s_w) \quad (7)$$

A irreversibilidade gerada pela troca térmica é avaliada como segue.

$$I_w = \dot{Q}_w T_w \left| \frac{1}{T_w} - \frac{1}{T_s} \right| \quad (8)$$

Caso o fluxo de calor líquido no processo se dê do gás para o cilindro, pode ocorrer de a entropia do gás diminuir e a parcela correspondente da geração de irreversibilidade ser, isoladamente, negativa. Obviamente, no cômputo global, o processo é irreversível. Para que a segunda lei da termodinâmica seja verificada, deve-se obedecer à seguinte inequação (segundo Bejan, 1983).

$$\dot{S}_{gen} = \frac{\partial S}{\partial t} - \frac{\dot{Q}}{T_w} - \sum_i \dot{m}_s + \sum_o \dot{m}_s \geq 0 \quad (9)$$

Desta forma, deve-se adicionar à parcela de geração de irreversibilidade correspondente à variação da entropia do gás as parcelas correspondentes ao fluxo de calor e ao fluxo líquido pelas fronteiras, que são correspondentes, no caso do cilindro, ao vazamento.

Alguns fenômenos que ocorrem no funcionamento do compressor são extremamente difíceis de serem validados os modelos matemáticos que os descrevem. Exemplo disto é a transferência de calor na interface gás-cilindro, normalmente descrita segundo a lei de Newton. Algumas restrições tornam muito custosa a sua determinação experimental ou o uso de métodos numéricos (Fagotti et al., 1994). Apesar da existência de vários modelos analíticos na literatura, a determinação do que melhor se adapta ao caso em questão é usualmente feita de maneira heurística. Neste aspecto, a observância da segunda lei da termodinâmica, explícita acima, serve como mais um critério nesta determinação. Obviamente, mesmo no caso particular em estudo, a aplicação da segunda lei da termodinâmica não se limita ao aqui exposto.

Programa de simulação. As equações derivadas da análise exérgica do compressor foram incorporadas ao programa de análise energética, o qual também leva a efeito a simulação térmica. Acoplado a este, tem-se o programa de simulação do funcionamento do compressor. Ambos foram previamente validados (vide Todescat et al., 1992 e Fagotti et al., 1994); assim, por questão de brevidade não se repete aqui a corroboração dos resultados, nem tampouco a apresentação dos modelos utilizados.

RESULTADOS

Os resultados apresentados de ora em diante foram obtidos com simulação de um compressor hermético alternativo de pequeno porte para refrigeração. Originalmente foi desenvolvido para operar com R134a e, dentro dos paradigmas atuais, é considerado de "alta eficiência".

Todos os dados relativos às características físicas e de comportamento térmico, usados como dados de entrada dos

programas, são medidos ou avaliados com experimentos simples com o compressor real. O benefício do uso do programa de simulação é, no caso, tornar factível a discretização da análise, haja visto que a obtenção de determinados dados por via experimental é, em alguns casos, virtualmente impossível, extremamente custosa ou caracterizada por incertezas demasiado grandes.

A figura (1) mostra a participação relativa percentual dos processos geradores de irreversibilidade no cômputo global.

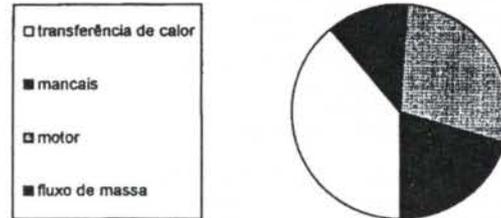


Figura (1) - componentes da geração de irreversibilidade

As figuras (2) e (3) mostram as discretizações das irreversibilidades geradas por transferência de calor e por fluxo de massa, respectivamente.

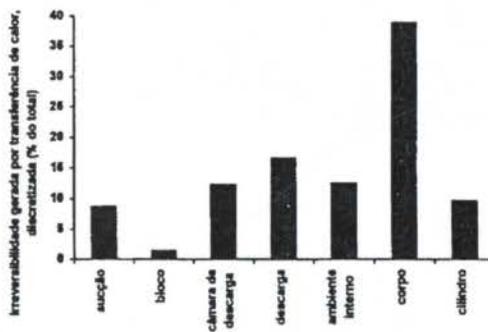


Figura (2) - discretização da irreversibilidade gerada por transferência de calor

O fato de a maior perda por transferência de calor se dar na interação do corpo do compressor com o ambiente externo já era esperado, pois representa a maior parte da energia trocada no compressor e ocorre com uma diferença de temperatura relativamente grande.

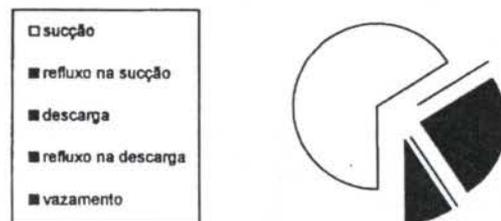


Figura (3) - discretização da irreversibilidade gerada por fluxo de massa

A perda na sucção tem um valor substancial, o que reflete a importância que assume a mistura do fluxo da sucção, relativamente frio, com o gás no interior do cilindro ao final da expansão, bem mais quente, e a troca térmica de ambos com as

paredes do cilindro. Como a perda de carga na sucção é relativamente baixa, conclui-se que a parcela que mais influencia a perda no fluxo é a correspondente à mistura de fluxos com diferentes propriedades. Já que a mistura do gás que sai pela válvula de descarga com o que está na câmara de descarga é imprescindível, a única maneira de diminuir a perda correspondente passa pelo aumento da exergia do gás nesta última, ou seja, pelo isolamento térmico da descarga. As irreversibilidades devidas aos refluxos têm valores desprezíveis devido ao pequeno valor em termos energéticos que representam, aliado ao fato de os dois volumes de controle nos quais esta interação se dá terem propriedades bastante homogêneas. O vazamento não representa uma perda tão significativa em termos energéticos como o é em termos exergéticos. Isto é consequência de haver uma diferença substancial nos valores das propriedades do gás entre cilindro e o ambiente interno.

A figura (4) apresenta a variação de exergia do fluxo de gás ao longo do compressor, comparativamente à irreversibilidade gerada e à exergia de entrada (potência elétrica consumida). Também são apresentados no mesmo gráfico a energia do dito fluxo, comparativamente à energia de entrada no motor e à energia dissipada sob a forma de calor (perda total). Esta figura traz, em suma, uma comparação entre os resultados obtidos via análise energética e exergética. Note-se que tanto a energia quanto a exergia de entrada tem o mesmo valor, pois a energia elétrica pode, idealmente, ser de todo transformada sem geração de entropia. Tanto o balanço exergético quanto o energético são verificados, ou seja, o ganho do fluxo (descarga menos sucção) é igual à entrada menos as perdas. Para o fluxo do gás, no caso de exergia o valor é absoluto; no de energia, a referência é o valor correspondente à sucção.

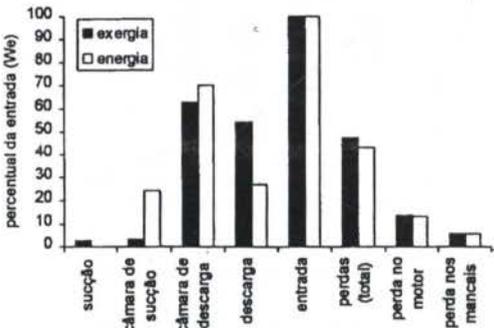


Figura (4) - comparação das análises energética e exergética

CONCLUSÃO

Do apresentado nas figuras anteriores, pode-se concluir o que segue:

- A maior parcela da geração de irreversibilidade é devida à transferência de calor; da análise energética já se sabe que a minimização dos processos de transferência de calor tem efeitos benéficos sobre o desempenho.
- A pequena diferença entre as perdas energéticas e exergéticas para o motor e mancais se deve ao fato de que os gradientes de temperatura para tais trocas térmicas são relativamente pequenos; desta forma, o peso destes parâmetros sobre a eficiência é praticamente o mesmo, independentemente do tipo de análise.
- As conclusões das análises energética e exergética são, no caso, qualitativamente bastante similares.

• Apesar de o peso da transferência de calor ser bastante grande no cômputo das perdas exergéticas, é claro que alguma parcela de calor dissipado é necessário ao processo.

• A análise exergética é instrumento útil na avaliação do desempenho de compressores, já que fornece informações que não são passíveis de serem obtidas via análise energética. Uma análise de eficiência bem embasada não pode ter um enfoque único. No caso de compressores, o rendimento volumétrico, por exemplo, também é um parâmetro importante. O peso que se deve dar a cada análise depende unicamente dos objetivos.

REFERÊNCIAS

- Bejan, A., 1982, "Entropy Generation Through Heat and Fluid Flow", *John Wiley & Sons, New York*
- Fagotti, F., Todescat, M. L., Ferreira, R. T. S. e Prata, A. T., 1994, "Heat Transfer Modeling in a Reciprocating Compressor", *Proc. Purdue Int. Comp. Engng. Conf.*, pp. 605-614
- Kotas, T. J., 1985, "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis", *Butterworths, London*
- McGovern, J. A., 1990a, "Exergy Analysis - a Different Perspective on Energy, Part 1: the Concept of Exergy", *Proc. Instn. Mech. Engrs*, vol. 204, pp. 253-262
- McGovern, J. A., 1990b, "Exergy Analysis - a Different Perspective on Energy, Part 2: Rational Efficiency and some Examples of Exergy Analysis", *Proc. Instn. Mech. Engrs*, vol. 204, pp. 263-268
- McGovern, J. A. e Harte, S., 1992, "Computer Simulation of Exergy Destruction within a Reciprocating Compressor", *Proc. Purdue Int. Comp. Engng. Conf.*, pp. 309-316
- McGovern, J. A., Harte, S. e Strikis, G., 1994, "Real Gas Performance Analysis of a Scroll or Rotary Compressor Using Exergy Techniques", *Proc. Purdue Int. Comp. Engng. Conf.*, pp. 193-198
- Todescat, M. L., Fagotti, F., Ferreira, R. T. S. e Prata, A. T., 1992, "Thermal Energy Analysis in Reciprocating Hermetic Compressors", *Proc. Purdue Int. Comp. Engng. Conf.*, pp. 1419-1428
- Wagner, T. C. e DeBlois, R. L., 1994, "Energy and Exergy Analysis of the Scroll Compressor", *Proc. Purdue Int. Comp. Engng. Conf.*, pp. 665-670
- Xu, X. e Clodic, D., 1992, "Exergy Analysis on a Vapor Compression Refrigerating System Using R12, R134a and R290 as Refrigerants", *Proc. Purdue Int. Ref. Conf.*, pp. 231-240

ABSTRACT

This work aims to fit through a procedure to the exergetic analysis of compressors, which complements the energetic analysis. Information about internal processes are achieved employing a thermal energy analysis code and a compressor working features simulation code, both used as companion programs. The modeling takes into account all the main processes that occur in the compressor operation. It utilizes generic analytical expressions to describe the exergetic fluxes and irreversibilities generated. The exergetic losses of a small reciprocating hermetic refrigerating compressor are evaluated and collate; this analysis helps to identify some fields of potential optimization and also leads to a comparison between the results of energetic and exergetic analyses.

CONDUÇÃO

**A FUNCTION ESTIMATION APPROACH FOR THE
DETERMINATION OF THE TEMPERATURE DEPENDENCE
OF VOLUMETRIC HEAT CAPACITY**

L. B. Dantas and H. R. B. Orlando
PEM/COPPE/UFRJ
Cidade Universitária, Cx. Postal 68503
Rio de Janeiro, RJ, 21945-970

ABSTRACT

In this paper, we apply a function estimation approach to the inverse problem of estimating the temperature dependence of the volumetric heat capacity. No information regarding the functional form of the unknown property is required in the present approach, and the minimization is performed in an infinite dimensional space of functions. The Conjugate Gradient Method with Adjoint Equation is used in the inverse analysis. Results obtained by using simulated temperature measurements of a single sensor, show that the present approach is capable of recovering functions containing discontinuities, which are the most difficult to be recovered by an inverse analysis.

INTRODUCTION

Most of the available works on Coefficient Inverse Heat Conduction Problems, involving the estimation of the temperature dependence of thermophysical properties, have made use of a finite dimensional minimization technique. In such approach, the inverse analysis is reduced to the determination of a finite number of coefficients of a functional form assumed for the unknown quantity. Gradient-type minimization algorithms such as the steepest-descent (Artyukhin and Nenarokomov, 1988 and Jarny et al, 1986) and the conjugate gradient method (Artyukhin et al, 1993 and Goryachev and Yudin, 1981) have been used for the solution of such parameter estimation problems.

If no information is available on the functional form of the unknown thermophysical property, the minimization has to be performed in an infinite dimensional space of functions. Such function estimation approach has been recently applied to the determination of the temperature dependence of the reaction function (Orlande and Özisik, 1994.a) and of the thermal conductivity (Orlande and Özisik, 1994.b).

In this paper, we use the Conjugate Gradient Method with Adjoint Equation in order to obtain the temperature dependence of the volumetric heat capacity, as a *Function Estimation Approach*. The accuracy of the present approach is examined by using transient simulated temperature measurements containing random errors. Such simulated measured data are obtained from the solution of the direct problem, by considering fictitious functional forms for the thermophysical property.

INVERSE ANALYSIS

The inverse analysis of function estimation approach, utilizing the conjugate gradient method with adjoint equation considered here, consists of the following basic steps (Jarny et al, 1991):

1. The direct problem;
2. The inverse problem;
3. The conjugate gradient method of minimization;
4. The sensitivity problem and the search step size;
5. The adjoint problem and the gradient equation;
6. The stopping criterion; and
7. The computational algorithm.

We present below the salient features of each of these

steps, as applied to the estimation of the temperature dependence of the volumetric heat capacity.

Direct Problem. For the present study, we consider the following nonlinear, one-dimensional heat conduction problem:

$$C(T) \frac{\partial T(x,t)}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left[k(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right] - g(T) = 0 \quad \text{in } 0 < x < L; \text{ for } t > 0 \quad (1.a)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x=0; \text{ for } t > 0 \quad (1.b)$$

$$k(T) \frac{\partial T}{\partial x} = \phi_L(t) \quad \text{at } x=L; \text{ for } t > 0 \quad (1.c)$$

$$T(x,0) = F(x) \quad \text{for } t=0; \text{ in } 0 < x < L. \quad (1.d)$$

The *direct problem* defined above by equations (1) is concerned with the determination of the temperature distribution $T(x,t)$ in the medium, when the physical properties $C(T)$ and $k(T)$, the boundary and initial conditions, and the reaction function $g(T)$ are known. In order to solve this direct problem, we used the combined method of finite differences with $\theta=2/3$ and the resultant nonlinear system of algebraic equations was linearized by the expansions:

$$k^{n+1} = k^n + \left(\frac{dk}{dT} \right)^n (T^n - T^{n-1}) \quad (2.a)$$

$$C^{n+1} = C^n + \left(\frac{dC}{dT} \right)^n (T^n - T^{n-1}) \quad (2.b)$$

$$g^{n+1} = g^n + \left(\frac{dg}{dT} \right)^n (T^n - T^{n-1}) \quad (2.c)$$

where the superscript "n" denotes the time step.

Inverse Problem. We consider here the inverse problem of estimating the volumetric heat capacity $C(T)$. The other quantities appearing in equations (1) are considered to be known for the inverse analysis. In addition, transient temperature measurements are considered available from sensors located within the medium. These measurements may contain random errors.

The solution of such inverse problem is obtained by the minimization of the following functional:

$$J[C(T)] = \frac{1}{2} \int_{t=0}^{t_f} \sum_{m=1}^M \{T[x_m, t; C(T)] - Y_m(t)\}^2 dt \quad (3)$$

where M is the number of sensors, and $T[x_m, t; C(T)]$ and $Y_m(t)$ are the estimated and measured temperatures, respectively, at a location x_m in the medium. The estimated temperature $T[x_m, t; C(T)]$ is obtained from the solution of the direct problem given by equations (1), by using an estimate for the unknown quantity $C(T)$.

The minimization of the functional given by equation (3) is obtained by using the conjugate gradient method, as described next.

Conjugate Gradient Method of Minimization. The following iterative algorithm based on the conjugate gradient method (Jarny et al, 1991), is applied for the estimation of $C(T)$:

$$C^{i+1}(T) = C^i(T) - \beta^i d^i(T) \quad (4.a)$$

where the superscript "i" denotes the number of iterations and the direction of descent $d^i(T)$ is given by:

$$d^i(T) = J[T; C^i(T)] + \gamma^i d^{i-1}(T) \quad (4.b)$$

Different expressions are available for the conjugation coefficient γ^i . Here, we use the conjugate gradient method version due to Polak-Ribiere (Jarny et al, 1991), where γ^i is determined from:

$$\gamma^i = \frac{\int_{x=0}^{t_f} \int_{t=0}^{t_f} \{J[T; C^i(T)] - J[T; C^{i-1}(T)]\} J[T; C^i(T)] dt dx}{\int_{x=0}^{t_f} \int_{t=0}^{t_f} \{J[T; C^{i-1}(T)]\}^2 dt dx} \quad (4.c)$$

for $i=1, 2, \dots$ with $\gamma^0 = 0$

To perform the iterations according to equations (4), we have to compute the search step size, β^i , as well as the gradient of the functional, $J[T; C^i(T)]$. In order to obtain expressions for these quantities, we have to solve two auxiliary problems, known as the Sensitivity Problem and the Adjoint Problem. Such problems are developed as described below.

Sensitivity Problem and Search Step Size. In order to develop the sensitivity problem, we assume that the unknown property $C(T)$ is perturbed by an amount $\epsilon \Delta C(T)$. Thus, the temperature $T(x, t)$ undergoes a variation $\epsilon \Delta T(x, t)$, that is,

$$T_\epsilon(x, t) = T(x, t) + \epsilon \Delta T(x, t) \quad (5.a)$$

where ϵ is a real number.

Due to the nonlinear character of the problem, the perturbation of temperature causes variations on the temperature-dependent properties, including the volumetric heat capacity. The resulting perturbed quantities are linearized as:

$$C_\epsilon(T_\epsilon) = C(T + \epsilon \Delta T) + \epsilon \Delta C(T) \approx C(T) + \left(\frac{dC}{dT}\right) \epsilon \Delta T + \epsilon \Delta C(T) \quad (5.b)$$

$$k_\epsilon(T_\epsilon) = k(T + \epsilon \Delta T) \approx k(T) + \left(\frac{dk}{dT}\right) \epsilon \Delta T \quad (5.c)$$

$$g_\epsilon(T_\epsilon) = g(T + \epsilon \Delta T) \approx g(T) + \left(\frac{dg}{dT}\right) \epsilon \Delta T \quad (5.d)$$

For convenience in the subsequent analysis, the differential equation (1.a) of the direct problem is written in operator form as

$$D(T) = C(T) \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left[k(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right] - g(T) = 0 \quad (6.a)$$

and the perturbed form of this equation becomes

$$D_\epsilon(T_\epsilon) = C_\epsilon(T_\epsilon) \frac{\partial T_\epsilon(x, t)}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left[k_\epsilon(T_\epsilon) \frac{\partial T_\epsilon}{\partial x} \right] - g_\epsilon(T_\epsilon) = 0 \quad (6.b)$$

To develop the sensitivity problem, we apply a limiting process for the differential equations (6.a,b) in the form:

$$\lim_{\epsilon \rightarrow 0} \frac{D_\epsilon(T_\epsilon) - D(T)}{\epsilon} = 0 \quad (7)$$

and similar limiting processes are applied for the boundary and initial conditions (1.b-d) of the direct problem. After some manipulations, the following sensitivity problem results for the determination of the sensitivity function $\Delta T(x, t)$:

$$\frac{\partial(C\Delta T)}{\partial t} - \frac{\partial^2(k\Delta T)}{\partial x^2} - \frac{dg}{dT} \Delta T + \Delta C \frac{\partial T}{\partial t} = 0 \quad \text{in } 0 < x < L; t > 0 \quad (8.a)$$

$$\frac{\partial(k\Delta T)}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x=0; t > 0 \quad (8.b)$$

$$\frac{\partial(k\Delta T)}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x=L; t > 0 \quad (8.c)$$

$$\Delta T = 0 \quad \text{for } t=0; \text{ in } 0 < x < L \quad (8.d)$$

where $\Delta T = \Delta T(x, t)$, $C = C(T)$, $k = k(T)$, $g = g(T)$ and $\Delta C = \Delta C(T)$.

The coefficient β^i , which determines the step size in going from iteration i to $i+1$ in equation (4.a), is obtained by minimizing $J[C^{i+1}(T)]$ given by equation (3) with respect to β^i . After some manipulations the following expression is obtained

$$\beta^i = \frac{\int_{t=0}^{t_f} \sum_{m=1}^M \{T(x_m, t; C^i) - Y_m(t)\} \Delta T(x_m, t; d^i) dt}{\int_{t=0}^{t_f} \sum_{m=1}^M \{\Delta T(x_m, t; d^i)\}^2 dt} \quad (9)$$

where $\Delta T(x_m, t; d^i)$ is the solution of the sensitivity problem at position x_m and time t , which is obtained from equations (8) by setting $\Delta C(T) = d^i(T)$.

Adjoint Problem and the Gradient Equation. To derive the adjoint problem and the gradient equation, we multiply equation (1.a) by the Lagrange Multiplier $\lambda(x, t)$ and integrate over the time and space domains. The resulting expression is then added to the functional given by equation (3) to obtain

$$J[C(T)] = \frac{1}{2} \int_{x=0}^{t_f} \int_{t=0}^{t_f} \sum_{m=1}^M (T - Y)^2 \delta(x - x_m) dt dx + \quad (10)$$

$$\int_{x=0}^{t_f} \int_{t=0}^{t_f} \left\{ C(T) \frac{\partial T(x, t)}{\partial t} - \frac{\partial}{\partial x} \left[k(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right] - g(T) \right\} \lambda(x, t) dt dx$$

where $\delta(\bullet)$ is the Dirac delta function.

The directional derivative of the functional $J[C(T)]$ in the direction of the perturbation $\Delta C(T)$, is defined as (Jarny et al, 1991):

$$D_{\Delta C} J[C(T)] = \lim_{\epsilon \rightarrow 0} \frac{J[C_\epsilon(T_\epsilon)] - J[C(T)]}{\epsilon} \quad (11)$$

where the term $J[C_e(T_e)]$ is obtained by writing equation (10) for the perturbed quantities given by equations (5). After some manipulations, this derivative is allowed to go to zero and the following adjoint problem is obtained for the determination of the Lagrange Multiplier $\lambda(x,t)$:

$$-C \frac{\partial \lambda}{\partial t} - k \frac{\partial^2 \lambda}{\partial x^2} - \frac{dg}{dT} \lambda + \sum_{m=1}^M (T - Y) \delta(x - x_m) = 0 \quad \text{in } 0 < x < L; \quad t > 0 \quad (12.a)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x=0; \quad t > 0 \quad (12.b)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x=L; \quad t > 0 \quad (12.c)$$

$$\lambda = 0 \quad \text{for } t=t_f; \quad \text{in } 0 < x < L \quad (12.d)$$

Such limiting process also gives the gradient equation for the functional which takes the form

$$J'[x, t; C(T)] = \frac{\partial T}{\partial t} \lambda(x, t) \quad (13)$$

After developing expressions for the search step size and for the gradient of the functional, we can implement the iterative algorithm of the conjugate gradient method given by equations (4), until a stopping criterion based on the discrepancy principle described below is satisfied.

Stopping Criterion. If the problem involves no measurement errors, the traditional check condition specified as

$$J[C^{i+1}(T)] < \epsilon_j \quad (14)$$

where ϵ_j is a small specified number, can be used. However, the observed temperature data contains measurement errors; as a result, the inverse solution will tend to approach the perturbed input data and the solution will exhibit oscillatory behavior as the number of iterations is increased. The computational experience shows that it is advisable to use the discrepancy principle to stop the iteration process. Thus, by assuming

$$T[x_m, t; C(T)] - Y_m(t) \approx \sigma = \text{constant} \quad (15)$$

ϵ_j is obtained from equation (3) as:

$$\epsilon_j = \frac{M}{2} \sigma^2 t_f \quad (16)$$

where σ is the standard deviation of the measurement errors.

Hence, equation (14) with ϵ_j determined from equation (16) is used to stop the iterations.

Computational Algorithm. The algorithm for the iterative scheme given by the conjugate gradient method is summarized below.

Suppose $C^i(T)$ is available at iteration i , then:

Step 1. Solve the direct problem given by equations (1) and compute $T(x,t)$;

Step 2. Check the stopping criterion given by equation (14). Continue if not satisfied;

Step 3. Solve the adjoint problem given by equations (12) to obtain $\lambda(x,t)$;

Step 4. Compute the gradient of the functional from equation (13);

Step 5. Compute the conjugation coefficient from equation (4.c) and then the direction of descent from equation (4.b);

Step 6. Solve the sensitivity problem given by equations (8) to determine $\Delta T(x,t)$ by setting $\Delta C(T) = d^i(T)$;

Step 7. Compute the search step size β^i from equation (9);

Step 8. Knowing β^i and $d^i(T)$, compute the new estimate $C^{i+1}(T)$ from equation (4.a) and go to step 1.

RESULTS AND DISCUSSION

In order to examine the accuracy of the function estimation approach using the conjugate gradient method as applied to the inverse problem previously described, we studied test cases by using simulated measured temperatures as the input data for the inverse analysis. The simulated temperature data were generated by solving the direct problem for a specified functional form for the unknown property. The temperatures calculated in this manner are considered exact measurements, Y_{ex} , and the simulated measured temperature data, Y , containing measurement errors, are determined as

$$Y = Y_{ex} + \alpha \sigma \quad (17)$$

where $\alpha \sigma$ is the error term and σ is the standard deviation of the measurements. The values of α were randomly determined from a normal distribution with zero mean and unitary standard deviation, by using the subroutine DRNNOR from the IMSL (1987).

To generate the simulated measurements, the direct problem given by equations (1) was expressed in dimensionless form by introducing the following dimensionless variables:

$$\Theta = \frac{T - T_0}{\frac{\phi_L}{k_0 L}}; \quad \Gamma = \frac{g(T)L}{\phi_L}; \quad \tau = \frac{k_0 t}{L^2 C_0}; \quad \eta = \frac{x}{L}; \quad \Phi = \frac{q}{\phi_L} \quad (18.a-e)$$

and by taking the coefficients $k(T)$ and $C(T)$ in the form

$$k(T) = k_0 \kappa(\Theta) \quad \text{and} \quad C(T) = C_0 \chi(\Theta) \quad (19.a,b)$$

where k_0 and C_0 are constants with units of $k(T)$ and $C(T)$, respectively; $\kappa(\Theta)$ and $\chi(\Theta)$ are dimensionless functions of Θ ; T_0 is the initial temperature in the medium which is assumed to be uniform; and ϕ_L is the heat flux applied at the boundary $x=L$, which is assumed to be constant.

We use here the transient measurements of a single sensor to perform the inverse analysis, which is sufficient to assure the uniqueness of the inverse problem solution of estimating $\chi(\Theta)$ (Artyukhin, 1993). It is desirable to locate such sensor at one of the boundaries, so that the experiment is non-intrusive. For the results presented below, the sensor was located at $\eta=0$.

An analysis of equation (13) reveals that the gradient of the functional is null at the initial and final times and, hence, the initial guess for the unknown is not modified by the conjugate gradient method. In the results presented below, we consider the value of the sought quantity to be known at these times (which correspond to the minimum and maximum temperatures, respectively) and the initial guess for the conjugate gradient method is taken as the linear variation between these two values.

We consider here two different levels of measurement errors: $\sigma=0$ (errorless measurements) and $\sigma=0.01 \Theta_{max}$, where Θ_{max} is the maximum temperature measured by the sensor. Also, for sake of simplicity we have assumed $\kappa(\Theta)=1$ and the reaction function to be null.

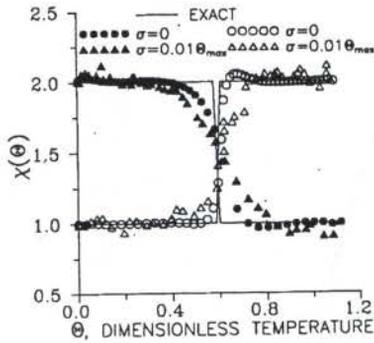


FIGURE 1. Inverse solution for functions with discontinuities

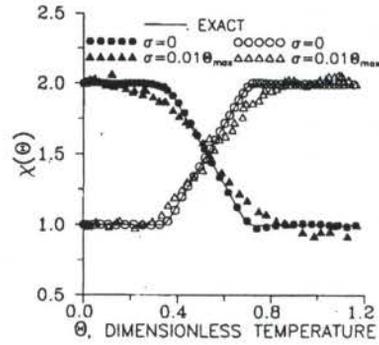


FIGURE 2. Inverse solution with a linear variation for $\chi(\Theta)$

Figures 1 and 2 present the results obtained for different functional forms assumed for $\chi(\Theta)$, for both cases of errorless measurements and of measurements containing random errors. We have tested increasing (open symbols), as well as decreasing (full symbols) functions. Such figures show that the function estimation approach of this paper yields an excellent approximation for the exact functions, when errorless measurements are used in the inverse analysis. Similarly, the results obtained by using measurements with random errors are in very good agreement with the exact functions assumed for $\chi(\Theta)$, even for such strict cases containing discontinuities.

For some of the cases studied above, we observed that the functional given by equation (3) did not decrease monotonically; but rather, it passed through a minimum and started, either oscillating about this value, or increasing. For such cases, we stopped the iterative procedure of the conjugate gradient method when the minimum value was reached. Table 1 present the minimum value of the functional, for the cases shown in figures 1 and 2, by using errorless measurements ($\sigma=0$) in the inverse analysis. For the sake of comparison, we have also included in this table, the final values of the functional obtained with a sensor located at $\eta=1$. Table 1 show that more accurate results are generally obtained with a sensor located at $\eta=0$. In fact, with a sensor located at $\eta=1$, the conjugate gradient method was not able to improve the solution beyond the initial guess used in the inverse analysis, for most of the functions tested. Such effect of the sensor location on the solution is similar to that observed in the inverse problem of estimating the reaction-function $g(T)$, where the sensor should be preferably located in the left half of the medium, i.e., $0 < \eta < 0.5$ (Orlande and Özisik, 1994.a).

Table 1. Final value of the functional $J[\chi(\Theta)]$ for the inverse problem of estimating $\chi(\Theta)$ with errorless measurements.

Function	$J[\chi(\Theta)]$	
	Sensor located at $\eta=0.0$	Sensor located at $\eta=1.0$
Linear Increasing	3.5×10^{-9}	1.2×10^{-3}
Linear Decreasing	1.3×10^{-7}	6.3×10^{-4}
Discontinuous Increasing	6.2×10^{-7}	7.9×10^{-3}
Discontinuous Decreasing	8.2×10^{-6}	1.4×10^{-3}

CONCLUSIONS

The conjugate gradient method with adjoint equation has been successfully applied to the inverse problem of determining the temperature dependence of the volumetric heat capacity, as a function estimation approach.

Results obtained by using the readings of a single temperature sensor show that the present approach provides accurate estimates, even for very strict cases of functions containing discontinuities. Also, the present approach appears to be stable with respect to random measurement errors.

REFERENCES

- Artyukhin, E.A. and Nenarokomov, A.V., "Coefficient Inverse Heat Conduction Problem", *J. Eng. Phys.*, Vol. 53, pp. 1085-1090, 1988.
- Artyukhin, E.A., Ivanov, G.A. and Nenarokomov, A.V., "Determining the Set of Thermophysical Properties of Materials from Unsteady-State Temperature Measurements", *High Temperature*, Vol. 31, pp. 199-202, 1993.
- Artyukhin, E.A., "Iterative Algorithms for Estimating Temperature-Dependent "Thermophysical Characteristics", *Inverse Problems in Engineering: Theory and Practice Proceedings*, pp. 101-108, Palm Coast, FL, June, 1993.
- Goryachev, A.A. and Yudin, V.M., "Solution of the Inverse Coefficient Problem of Heat Conduction", *J. Engr. Phys.*, Vol. 43, pp. 1148-1154, 1981.
- IMSL Library Edition 10.0, 1987, *User's Manual Math Library*, Houston, Texas, 1987.
- Jarny, Y., Delaunay, D. and Bransier, J., "Identification of Nonlinear Thermal Properties by an Output Least Square Method", *Proceedings, 8th International Heat Transfer Conference*, pp. 1811-1816, 1986.
- Jarny, Y., Özisik, M.N. and Bardon, J.P., "A General Optimization Method using Adjoint Equation for Solving Multidimensional Inverse Heat Conduction", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 34, pp. 2911-2929, 1991.
- Orlande, H.R.B. and Özisik, M.N., "Determination of the Reaction Function in a Reaction-Diffusion Parabolic Problem", *ASME J. Heat Transfer*, Vol. 116, pp. 1041-1044, 1994.a
- Orlande, H.R.B. and Özisik, M.N., "Inverse Heat Conduction Problem for the Estimation of the Temperature Dependence of Thermal Conductivity", *V Encontro Nacional de Ciências Térmicas*, São Paulo, Brasil, pp. 289-292, 1994.b.

APROXIMATE SOLUTIONS FOR THE SOLIDIFICATION OF ALLOYS

Z. Vidakovic, R.M. Cotta and H.R.Orlande
PEM/COPPE/UFRJ

Cidade Universitária - Cx. Postal 68503
Rio de Janeiro - RJ, 21945-970

ABSTRACT

Improved lumped-differential formulations are proposed for heat transfer problems in the solidification of metallic alloys, by making use of the ideas of the so-called coupled Integral Equations Approach (CIEA). The one-dimensional solidification in a planar medium, for both semi-infinite and finite regions, is examined more closely. Numerical results from these approximate formulations are then critically compared against an exact analytical expression for the semi-infinite geometry and limiting solutions for the more involved finite region situation, mainly aimed at the estimation of the phase-change interfaces evolution.

INTRODUCTION

The solution of solidification problems in binary systems poses certain difficulties because the positions of the solidification interfaces are not available beforehand. Thus, analytical solutions are available in the literature only for some ideal cases, such as for the one-dimensional solidification in a semi-infinite medium (Özsisik, 1993). Problems dealing with either complex boundary conditions or geometries are normally addressed by numerical methods, (Shamsundar and Rozz, 1988, Özsisik, 1993). Due to the non-linear nature of the problems addressed, such methods might require considerable computing time.

In this paper, we present an approximate solution to the one-dimensional solidification of a metallic alloy. The present formulation is obtained from the integral energy balance in each of the alloy phases, by using the *Coupled Integral Equations Approach (CIEA)*, which has been successfully applied to approximate the solution of different problems in heat transfer (Aparecido and Cotta, 1989, Cotta et al, 1990, Mennig and Özsisik, 1985). In the CIEA, the integrals involving temperature and heat flux are approximated by Hermite's formulae for integration, which require the values of the integrand and associated derivatives only at the integration limits.

We apply the present approximate formulation to two one-dimensional cases, involving the solidification in a finite and in a semi-infinite planar medium. For the case involving a semi-infinite medium, the present approximate solution reduces the system of partial differential equations to uncoupled algebraic equations. For a finite medium, the system of governing partial differential equations is reduced to a simpler system of ordinary differential equations, which can be readily solved with well-tested commercial subroutines with automatic global error control.

ANALYSIS

We consider here the physical situation of an alloy initially at the liquidus temperature (T_L), solidifying on a surface maintained at a temperature below the solidus temperature (T_S). Such solidification process can be modelled by assuming three distinct phases: solid, solid + liquid (mushy) and liquid. These phases are considered to be separated by isothermal interfaces (Braga and Viskanta, 1990).

The Coupled Integral Equations Approach (CIEA)

(Aparecido and Cotta, 1989, Cotta et al, 1990, Mennig and Özsisik, 1985.) is applied below to the determination of the solid/mushy and mushy/liquid interface. x_s and x_l , respectively, for the solidification in semi-infinite and finite planar regions. Figure 1 shows the geometries and other variables of interest for the formulation.

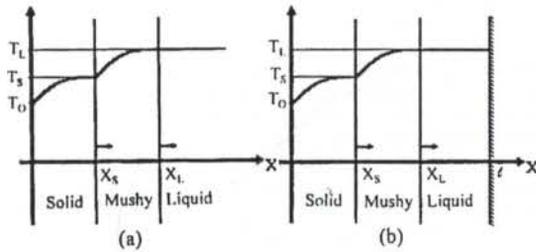


Figure 1 - Solidification of an alloy initially at the liquidus temperature in (a) semi-infinite and (b) finite regions.

Semi-Infinite Region. The formulation for the problem shown in figure (1.a) is given in dimensionless form as:

$$\frac{\partial U_1}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 U_1}{\partial \eta^2} \quad ; \text{ in } 0 < \eta < S_1, \quad \text{for } \tau > 0 \quad (1.a)$$

$$\alpha_{12} \frac{\partial U_2}{\partial \tau} = \frac{\partial^2 U_2}{\partial \eta^2} + \frac{k_{12} f_{su}}{\Lambda(S_2 - S_1)} \left[\frac{\partial S_1}{\partial \tau} + \left(\frac{\eta - S_1}{S_2 - S_1} \right) \frac{\partial(S_2 - S_1)}{\partial \tau} \right] \quad ; \text{ in } S_1 < \eta < S_2, \quad \text{for } \tau > 0 \quad (1.b)$$

$$U_3 = 1, \quad \text{in } \eta > S_2, \quad \text{for } \tau > 0 \quad (1.c)$$

subjected to the boundary conditions,

$$U_1(0, \tau) = 0, \quad \text{at } \eta = 0, \quad \text{for } \tau > 0 \quad (2.a)$$

$$\left. \begin{aligned} U_1(S_1, \tau) = U_2(S_1, \tau) = U_S \\ \frac{\partial U_1}{\partial \eta} - \frac{1}{k_{12}} \frac{\partial U_2}{\partial \eta} = \frac{(1 - f_{su})}{\Lambda} \frac{\partial S_1}{\partial \tau} \end{aligned} \right\} \quad \text{at } \eta = S_1, \quad \text{for } \tau > 0 \quad (2.b.c)$$

$$\left. \begin{aligned} U_2(S_2, \tau) = U_3(S_2, \tau) = 1 \\ \frac{\partial U_2}{\partial \eta} = \frac{1}{k_{23}} \frac{\partial U_3}{\partial \eta} = 0 \end{aligned} \right\} \text{ at } \eta = S_2, \text{ for } \tau > 0 \quad (2.d,e)$$

and to the initial condition

$$U_1 = U_2 = U_3 = 1 \quad \text{for } t = 0, \text{ in the region} \quad (2.f)$$

where the following dimensionless variables are defined

$$\eta = \frac{x}{\ell}, \quad \tau = \frac{\alpha_1 t}{\ell^2}, \quad S_1 = \frac{x_s}{\ell}, \quad S_2 = \frac{x_L}{\ell},$$

$$\Lambda = \frac{C_p(T_L - T_0)}{L}, \quad U = \frac{T - T_0}{T_L - T_0} \quad (3.a-h)$$

$$k_{ij} = \frac{k_i}{k_j}, \quad \alpha_{ij} = \frac{\alpha_i}{\alpha_j}$$

The parameter ℓ is a characteristic length for the problem and L , appearing in the Stefan Number Λ , is the latent heat of solidification.

We note that in equations (1) and (2) we have neglected convection in the mushy and liquid regions, and have assumed the solid fraction in the mushy region to vary in the form:

$$f_s = f_{su} \left(\frac{x_L - x}{x_L - x_s} \right) \quad (4)$$

where f_{su} is a dimensionless material constant (Cho and Sunderland, 1969, Özisik and Uzzell, 1979). Also, the thermal conductivity (k) and thermal diffusivity (α) are assumed constant within each region.

In order to apply the Coupled Integral Equations Approach (CIEA) for the solution of the solidification problem described above, we have to write equations (1.a,b) in terms of the dimensionless heat fluxes, V_j 's, i.e:

$$\left. \begin{aligned} V_1 = \frac{\partial U_1}{\partial \eta} \\ \frac{\partial V_1}{\partial \tau} = \frac{\partial U_1}{\partial \tau} \end{aligned} \right\} \text{ in } 0 < \eta < S_1, \text{ for } \tau > 0 \quad (5.a,b)$$

$$\left. \begin{aligned} V_2 = \frac{\partial U_2}{\partial \eta} \\ \frac{\partial V_2}{\partial \tau} = \alpha_{12} \frac{\partial U_2}{\partial \tau} \\ \frac{f_{su} k_{12}}{\Lambda(S_2 - S_1)} \left[\frac{\partial S_1}{\partial \tau} + \left(\frac{\eta - S_1}{S_2 - S_1} \right) \frac{\partial(S_2 - S_1)}{\partial \tau} \right] \end{aligned} \right\} \text{ in } S_1 < \eta < S_2, \text{ for } \tau > 0 \quad (5.c,d)$$

By integrating equations (5) with respect to η in the respective regions, using Leibnitz's rule for the derivative of an integral, and applying boundary conditions (2.a,b,d,e), equations (5) reduce to:

$$U_s = \int_0^{S_1} V_1 d\eta \quad (6.a)$$

$$V_1(S_1, \tau) - V_1(0, \tau) = \frac{d}{d\tau} \int_0^{S_1} U_1 d\eta - \frac{dS_1}{d\tau} U_1(S_1, \tau) \quad (6.b)$$

$$1 - U_s = \int_{S_1}^{S_2} V_2 d\eta \quad (6.c)$$

$$-V_2(S_1, \tau) = \alpha_{12} \left\{ \frac{d}{d\tau} \int_{S_1}^{S_2} U_2 d\eta + \frac{dS_1}{d\tau} U_s - \frac{dS_2}{d\tau} \right\} - \frac{f_{su} k_{12}}{\Lambda} \left[\frac{dS_1}{d\tau} + \frac{1}{2} \frac{d(S_2 - S_1)}{d\tau} \right] \quad (6.d)$$

The integrals appearing in equations (6) are approximated, for instance, by using Hermite's formula of zeroth order ($H_{0,0}$ approximation), (Mennig et al, 1983) which correspond to the trapezoidal rule:

$$H_{0,0}: \int_a^b f(\eta) d\eta = \frac{(b-a)}{2} [f(b) + f(a)] - \frac{f''(\xi)(b-a)^3}{12} \quad (7)$$

where ξ is some point in the interval (a,b). Since we use eq. (7) to approximate the integrals involving the temperature U as well as the flux V , we hereafter denote the present approximate solution by the $H_{0,0}/H_{0,0}$ approximation (Mennig et al, 1983). Thus, by neglecting the error in the trapezoidal rule, equations (6) become:

$$U_s = \frac{S_1}{2} [V_1(0, \tau) + V_1(S_1, \tau)] \quad (8.a)$$

$$V_1(S_1, \tau) - V_1(0, \tau) = -\frac{1}{2} \frac{dS_1}{d\tau} U_s \quad (8.b)$$

$$V_2(S_1, \tau) = \frac{2}{S_2 - S_1} (1 - U_s) \quad (8.c)$$

$$-V_2(S, \tau) = \left[\frac{dS_1}{d\tau} + \frac{1}{2} \frac{d(S_2 - S_1)}{d\tau} \right] \left[\alpha_{12} (U_s - 1) - \frac{f_{su} k_{12}}{\Lambda} \right] \quad (8.d)$$

Equations (8.a,b) are used to obtain an expression for the flux $V_1(S_1, \tau)$ by eliminating $V_1(0, \tau)$ between them. Such expression is substituted into condition (2.c) for the solid/mushy interface, which is solved for $V_2(S_1, \tau)$. The resulting expression for $V_2(S_1, \tau)$ is substituted into equations (8.c,d) to obtain the following system of first-order ordinary differential equations, involving the positions of the solid/mushy and mushy/liquid interfaces, S_1 and S_2 , respectively:

$$\left[\frac{f_{su} - 1}{\Lambda} - \frac{U_s}{4} \right] \frac{dS_1}{d\tau} = \frac{2(1 - U_s)}{k_{12}(S_2 - S_1)} - \frac{U_s}{S_1} \quad (9.a)$$

$$\left[\frac{\alpha_{12}}{2} (1 - U_s) + \frac{k_{12}}{2\Lambda} (2 - f_{su}) + \frac{k_{12}}{4} U_s \right] \frac{dS_1}{d\tau} + \frac{1}{2} \left[\alpha_{12} (1 - U_s) + \frac{k_{12} f_{su}}{\Lambda} \right] \frac{dS_2}{d\tau} = \frac{k_{12} U_s}{S_1} \quad (9.b)$$

For a semi-infinite region, it is verified that the following functional forms (Cho and Sunderland, 1969) for S_1 and S_2 are valid

$$S_1 = 2\lambda_1 \sqrt{\tau} \quad \text{and} \quad S_2 = 2\lambda_2 \sqrt{\tau} \quad (10.a,b)$$

where λ_1 and λ_2 are constants, corresponding to the expected phase-change interfaces evolution behavior.

By substituting equations (10) into equations (9), we obtain

$$\lambda_2 = \lambda_1 \left\{ 1 + \frac{2(1 - U_s)}{\frac{U_s}{k_{12}} + \frac{\lambda_1^2}{k_{12}} \left[\frac{2(f_{su} - 1)}{\Lambda} - \frac{U_s}{2} \right]} \right\} \quad (11.a)$$

$$\lambda_1 \left[\frac{\alpha_{12}}{2} (1 - U_s) - \frac{f_{su} k_{12}}{2\Lambda} + \frac{k_{12}}{\Lambda} + \frac{U_s k_{12}}{4} \right] = \lambda_2 \left[\frac{\alpha_{12}}{2} (U_s - 1) - \frac{f_{su} k_{12}}{2\Lambda} \right] + \frac{U_s k_{12}}{2\lambda_1} \quad (11.b)$$

and, then reduce the system of ordinary differential equations (9) to the above system of algebraic equations (11).

Equations (11) can be readily solved for λ_1 and λ_2 . After some manipulations, we obtain

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{-B + \sqrt{B^2 + 4A U_s}}{2A}} \quad (12.a)$$

where

$$A = CD - DF \quad ; \quad B = CU_s - D - EF \quad (12.b,c)$$

$$C = \frac{1}{k_{12} U_s} \left[\alpha_{12} (1 - U_s) + \frac{(2 - f_{su}) k_{12}}{\Lambda} + \frac{U_s k_{12}}{2} \right] \quad (12.d)$$

$$D = \frac{2(f_{su} - 1)}{\Lambda} - \frac{U_s}{2} \quad E = U_s + \frac{2}{k_{12}} (1 - U_s) \quad (12.e,f)$$

$$F = \frac{1}{k_{12} U_s} \left[\alpha_{12} (U_s - 1) - \frac{f_{su} k_{12}}{\Lambda} \right] \quad (12.g)$$

After obtaining λ_1 from equations (12), we obtain λ_2 from equation (11.a) and then, the interface positions from equations (10), in explicit form.

Finite Region. The foregoing analysis for a semi-infinite region can also be applied to the solidification problem in a finite region, illustrated in figure (1.b). The solution of this problem can be obtained by considering only the solid and mushy phases, since the liquid phase, as well as, the boundary at $\eta=1$ is supposed to be at the liquidus temperature.

By applying the Coupled Integral Equation Approach for such solidification problem in a finite region, we also obtain the system of first-order differential equations, given by equations (9). However, we cannot make the substitutions given by equations (10), since such expressions for S_1 and S_2 are valid only for a semi-infinite region. Therefore, for a finite region we need to solve equations (9) together with some initial conditions for S_1 and S_2 . We note that for $\tau=0$, the region $0 < \eta < 1$ contains the liquid alloy at the liquidus temperature, so that $S_1 = S_2 = 0$. This causes some difficulties for the integration of equations (9). Thus, we use as initial conditions the values of S_1 and S_2 , obtained from the exact solution for a semi-infinite region (Cho and Sunderland, 1969), at a sufficiently small time satisfying the requirements $S_1 \neq S_2 \neq 0$.

For the solution of equations (9) we use the subroutine DIVPAG of the IMSL library (1987). Such subroutine is based on the very-well tested Gear's algorithm and allows for automatic error control towards a user prescribed accuracy.

RESULTS AND DISCUSSION

In order to assess the accuracy of the present approximate approach, we compare our results for a semi-infinite region with an exact analytical solution available in the literature (Cho and Sunderland, 1969). Such solution is given by equations (10) with λ_1 and λ_2 determined from a system of nonlinear algebraic equations. We note the simplicity of the present approach, where λ_1 and λ_2 are obtained in explicit form from eqs. (12) and (11.a), respectively, as compared to

the solution of Cho and Sunderland (1969) where a system of nonlinear equations needs to be solved.

No transient exact solution is available for the case involving a finite region studied in this paper. Therefore, for small times, when the effects of the boundary $\eta=1$ on the solution are expected to be small, we compare our approximate solution to that of Cho and Sunderland (1969) for a semi-infinite region. For the steady-state in a finite region, we compare the positions for the interfaces obtained with the present approach to the exact ones, given by

$$S_1 = \frac{U_s}{\frac{U_1 - U_s}{k_{12}} + U_s} \quad S_2 = 1 \quad (13.a,b)$$

We present in tables I and II a comparison of the result obtained with the present approach to the exact solution described above, for the solid/mushy and mushy/liquid interfaces evolution, respectively, for different Stefan numbers. We consider in these tables the following hypothetical test-case: $K_{12} = K_{13} = K_{23} = \alpha_{12} = \alpha_{13} = 1$ and $f_{su} = U_s = 0.8$. The exact steady-state interface positions for a finite region are 1 and 0.8 for the mushy/liquid and solid/mushy interfaces, respectively.

Table I: Evolution of the solid/mushy interface for different Stefan numbers.

Stefan Number	Time	$H_{o,s}$ in Semi-Infinite Medium	$H_{o,s}$ in Finite Medium	Exact in Semi-Infinite Medium
0.5	2.5×10^{-4}	0.0001164	0.0001148	0.0001662
	5.0×10^{-7}	0.0005182	0.0005181	0.0007431
	7.5×10^{-6}	0.0020083	0.0020075	0.0028779
	2.5×10^{-4}	0.0115913	0.0115905	0.0166157
	1.0×10^{-2}	0.0733054	0.0733047	0.1050871
	2.5×10^{-1}	0.3665061	0.3665201	0.5254355
	1.0	0.7332422	0.7576792	1.0508710
1.3	2.5×10^{-4}	0.0001664	0.0001639	0.0001662
	5.0×10^{-7}	0.0007441	0.0007435	0.0007431
	7.5×10^{-6}	0.0028823	0.0028815	0.0028779
	2.5×10^{-4}	0.0166372	0.0166373	0.0166157
	1.0×10^{-2}	0.1052232	0.1052237	0.1050871
	2.5×10^{-1}	0.5260191	0.5261225	0.5254355
	1.0	1.0523264	0.7999114	1.0508710
2.5	2.5×10^{-4}	0.0002021	0.0001981	0.0001662
	5.0×10^{-7}	0.0009013	0.0009005	0.0007431
	7.5×10^{-6}	0.0034902	0.0034902	0.0028779
	2.5×10^{-4}	0.0201524	0.0201520	0.0166157
	1.0×10^{-2}	0.1274521	0.1274522	0.1050871
	2.5×10^{-1}	0.6376252	0.6536042	0.5254355
	1.0	1.2746034	0.7999990	1.0508710
	7.5	3.4905671	0.8	2.8779288

For a semi-infinite region, the error in percent between our solution and the exact one is 30.24 (33.08), 0.13 (1.4) and 21.28 (22.53), for Stefan numbers $\Lambda=0.5, 1.3$ and 2.5 , respectively, for the solid/mushy (mushy/liquid) interface. We note that very accurate results are obtained with the present approach for a Stefan number of 1.3. However, the agreement between our solution and the exact one deteriorates as the Stefan number distances away from 1.

Table II: Evolution of the mushy/liquid interface for different Stefan numbers.

Stefan Number	Time	$H_{0,0}$ in Semi-Infinite Medium	$H_{0,0}$ in Finite Medium	Exact in Semi-Infinite Medium
0.5	2.5×10^{-8}	0.0001833	0.0001810	0.0002729
	5.0×10^{-7}	0.0008173	0.0008165	0.0012206
	7.5×10^{-6}	0.0031642	0.0031636	0.0047274
	2.5×10^{-4}	0.0182654	0.0182654	0.0272936
	1.0×10^{-2}	0.1155201	0.1155201	0.1726199
	2.5×10^{-1}	0.5775423	0.5775661	0.8630994
	1.0	1.1558901	0.9998288	1.7261987
1.3	7.5	3.1640403	1.0	4.7273899
	2.5×10^{-8}	0.0002691	0.0002650	0.0002729
	5.0×10^{-7}	0.0012032	0.0012022	0.0012206
	7.5×10^{-6}	0.0046593	0.0046592	0.0047274
	2.5×10^{-4}	0.0269011	0.0269012	0.0272936
	1.0×10^{-2}	0.1701364	0.1701364	0.1726199
	2.5×10^{-1}	0.8502912	0.8505047	0.8630994
2.5	1.0	1.7017283	0.9998807	1.7261987
	7.5	4.6599291	1.0	4.7273899
	2.5×10^{-8}	0.0003341	0.0003288	0.0002729
	5.0×10^{-7}	0.0014962	0.0014944	0.0012206
	7.5×10^{-6}	0.0057934	0.0057923	0.0047274
	2.5×10^{-4}	0.0334442	0.0334438	0.0272936
	1.0×10^{-2}	0.2115133	0.2115142	0.1726199
2.5	2.5×10^{-1}	1.0592353	0.9996473	0.8630994
	1.0	2.1155271	1.0	1.7261987
	7.5	5.7932632	1.0	4.7273899

We note in tables I and II, that the present approximate solutions for finite and semi-infinite regions are very close for small times. Therefore, for such time period when a finite region behaves as a semi-infinite region, the errors of our approximate solution for a finite region are basically those referred to above for a semi-infinite region. However, we note that the steady-state positions for both interfaces in a finite region are exactly predicted with the present approximate approach.

After establishing the order of magnitude of the Stefan number for which our approximate solution is valid, by using the hypothetical test-case above, we now apply the present solution for a practical problem involving the solidification of an aluminium alloy, Al-4.5 Cu. The physical properties for such alloy are (Özsisik and Uzzell, 1979): $T_s = 820.9K$, $T_L = 915.3K$, $k_1 = 197.3 W/mK$, $k_2 = 189.5 W/mK$, $c_1 = 1046.7 J/kgK$, $c_2 = 1151.4 J/kgK$, $\rho = 2723.2 kg/m^3$, $L = 395,403 J/kg$, $f_{su} = 0.903$.

For the boundary temperature in the range $377.4 K \leq T_0 \leq 677.4 K$, the Stefan number given by equation (3.e) is $0.63 \leq \Lambda \leq 1.4$. For Stefan numbers in such interval for the solidification of Al-4.5 Cu, the errors of our predictions for a semi-infinite region are always smaller than 1.5% for the solid/mushy interface and smaller than 0.9% for the mushy/liquid interface. The errors for the positions of both interfaces for small times in a finite region are also of this order of magnitude. As for the hypothetical test-case above, the steady-state interface positions in a finite region are predicted exactly.

CONCLUSIONS

A comparison with an exact analytical solution, for a hypothetical test-case involving the solidification in a semi-infinite region, reveals that very accurate results are obtained with the present approach for Stefan numbers around 1. The errors obtained with the present approximate solution for a finite region and for small times, are of the same order of magnitude of those for a semi-infinite region. However, the steady-state interface positions for the finite region are exactly predicted with our approach, regardless of the Stefan number.

We also study in this paper a practical problem involving the solidification of an aluminium alloy. For Stefan numbers in the interval $0.63 \leq \Lambda \leq 1.4$, the accuracy of the present approach is better than 1.5% for the solid/mushy interface and 0.9% for the mushy/liquid interface.

The present approach is capable of recovering the evolutions of the solid/mushy and mushy/liquid interfaces with an accuracy of the same order of magnitude of that for numerical methods, for Stefan numbers about 1. However, the computational cost for the approximate solutions presented in this paper is much smaller than that required for numerical methods.

REFERENCES

- Aparecido, J. B. and Cotta, R. M., "Improved One-Dimensional Fin Solution", *Heat Transf. Eng.*, Vol. 11, pp. 49-59, 1989.
- Braga, S. L. and Viskanta, R., "Solidification of a Binary Solution on a Cold Isothermal Surface", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 33, pp. 745-754, 1990.
- Cho, S. H. and Sunderland, J. E., "Heat-Conduction Problems with Melting or Freezing", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 91, pp. 421-426, 1969.
- Cotta, R. M., Özsisik, M. N. and Mening, J., "Coupled Integral Equation Approach for Solving Phase-Change Problem in a Finite Slab", *J. of the Franklin Inst.*, Vol. 327, pp. 225-234, 1990.
- IMSL Library Edition 10.0, 1987, *User's Manual Math Library*, Houston, Texas, 1987.
- Mennig, J., Auerbach, T. and Halg, W., "Two Point Hermite Approximations for the Solutions of Linear Initial Value and Boundary Value Problems", *Comp. Meth. Appl. Mech. Eng.*, Vol. 39, pp. 199-224, 1983.
- Mennig, J. and Ozisik, M. N., "Couple Integral Equation Approach for Solving Melting or Solidification", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 28, pp. 1481-1485, 1985.
- Özsisik, M. N., "Heat Conduction", Wiley, New York, 1993.
- Özsisik, M. N. and Uzzell, J. C. Jr., "Exact Solution for Freezing in Cylindrical Symmetry with Extended Freezing Temperature Range", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 101, pp. 331-334, 1979.
- Shamsundar, N. and Rozz, E., "Numerical Methods for Moving Boundary Problems", in *Handbook of Numerical Heat Transfer*, ed. W. J. Mikowycz, E. M. Sparrow, G. E. Schneider and P. H. Pletcher, Wiley, New York, 1988.

**ESTUDO COMPARATIVO ENTRE SOLUÇÕES PARA A
TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM PAREDES MULTICOMPOSTAS**

P.O. BEYER H.A. VIELMO M.T.M.B. VILHENA
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica / UFRGS
F.051 2281633 R.3360 - Fax 2260321 - e-mail: vielmoh@vortex.ufrgs.br
Rua Sarmento Leite, 425 - CEP 90050/170 - P.Alegre - RS - Brasil

RESUMO

Em um trabalho anterior Beyer e Vilhena desenvolveram uma metodologia analítica para o cálculo do fluxo de calor em paredes multicompuestas, sujeitas a uma condição de contorno externa variável e outra interna fixa. Tal método baseia-se na aplicação da Transformada de Laplace com inversão por Quadratura Gaussiana. Como atrativo ele apresenta, em relação aos métodos puramente numéricos, a vantagem de não necessitar incrementos seqüenciais no tempo e no espaço, podendo-se obter a solução desejada em qualquer instante de tempo. Neste trabalho são apresentadas melhorias no método analítico, e para melhor conhecer o potencial desta metodologia, são realizadas comparações com dois métodos numéricos, quanto à qualidade da solução, para paredes externas sujeitas à Temperatura Sol-Ar.

INTRODUÇÃO

O desempenho térmico da envoltória de edificações tem participação importante no conforto térmico e no consumo de energia no caso de condicionamento artificial. A envoltória das edificações está normalmente em processo transiente de transferência de calor, seja em resfriamento ou aquecimento. Este cálculo transiente tem como principal forma de realização atualmente o uso do Método da Função de Transferência (ASHRAE 1993, Mitalas 1968 e 1972). Este método necessita um cálculo prévio do fluxo transiente através de métodos numéricos, para encontrar-se após a Função de Transferência. Nas duas etapas existe a necessidade inerente aos métodos numéricos do incremento sequencial nas variáveis espacial e temporal, demandando tempo computacional. O incremento temporal existe inclusive quando já se conhece a Função de Transferência. Além disso este método tem aplicação para paredes pré-calculadas, dificultando o cálculo de paredes diferentes destas. Outra metodologia possível é o uso do Método dos Volumes Finitos, que por ser numérico apresenta também as necessidades típicas de incrementos espaciais e temporais, sendo porém mais flexível aos diversos tipos de paredes.

O objetivo aqui procurado é comparar uma metodologia analítica, que calcula o fluxo transiente de calor em meios multicompuestos, independente da necessidade de incrementos sequenciais no espaço e no tempo, para qualquer tipo de composição, com os métodos numéricos.

APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

Seja uma superfície multicompuesta por diversos meios *i*, sendo que *i* varia de 1 ate *M*. O problema resolvido consiste em uma parede externa de uma edificação, que tem no lado externo uma temperatura *T_a(t)* chamada Sol-Ar, função cíclica diária que será posteriormente analisada e um coeficiente de convecção conhecido. No lado interno da edificação existe uma temperatura interna e um coeficiente de convecção, ambos constantes. Os meios *i* são compostos por materiais diferentes, sendo que entre eles pode ou não existir contato térmico perfeito.

A equação básica do problema é:

$$\frac{\partial^2 T_i(x,t)}{\partial x^2} = \frac{1}{\alpha_i} \frac{\partial T_i(x,t)}{\partial t}, \quad \begin{matrix} x_i < x < x_{i+1} \\ i = 1, 2, \dots, M \\ t > 0 \end{matrix} \quad (1a)$$

sujeita às seguintes condições de contorno e interface:

$$-k_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = h_i(T_a - T_i) \quad x = x_i, t > 0 \quad (1b)$$

$$-k_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = h_{i+1}(T_i - T_{i+1}) \quad \left. \begin{matrix} x = x_{i+1} \\ i = 1, 2, \dots, M-1 \end{matrix} \right\} \quad (1c1)$$

$$T_i = T_{i+1} \quad \left. \begin{matrix} i = 1, 2, \dots, M-1 \\ t > 0 \end{matrix} \right\} \quad (1c2)$$

$$k_i \frac{\partial T_i}{\partial x} = k_{i+1} \frac{\partial T_{i+1}}{\partial x} \quad \left. \begin{matrix} i = 1, 2, \dots, M-1 \\ t > 0 \end{matrix} \right\} \quad (1d)$$

$$k_M \frac{\partial T_M}{\partial x} = h_{M+1}(T_M - T_M) \quad x = x_{M+1}, t > 0 \quad (1e)$$

e sujeita à seguinte condição inicial:

$$T_i(x,t) = T_{i0}(x), \quad \begin{matrix} t = 0, x_i < x < x_{i+1} \\ i = 1, 2, \dots, M \end{matrix} \quad (1f)$$

O problema pode escolher entre as condições (1c1), existência de resistência de contato, e (1c2), contato térmico perfeito. A condição inicial *T_{0i}(x)* é uma função que deve ser ajustada conforme a distribuição de temperaturas na parede ao fim de cada periodo de cálculo, condição inicial para o periodo seguinte.

SOLUÇÃO ANALÍTICA

Aplicando a Transformada de Laplace à equação básica do problema (1a) vem:

$$\frac{d^2 \bar{T}_i(x,s)}{dx^2} - \frac{s}{\alpha_i} \bar{T}_i(x,s) = -\frac{T_{a0}(x)}{\alpha_i} \quad (2a)$$

Nesta equação $\bar{T}_i(x,s) = \mathcal{L}\{T_i(x,t); t \rightarrow s\}$, onde *L* é o operador Laplace. Aplicando a Transformada de Laplace às condições de contorno vem:

$$-k_i \frac{d\bar{T}_i}{dx} + h_i \bar{T}_i = h_i \bar{T}_{a0} \dots -k_i \frac{d\bar{T}_i}{dx} = h_{i+1}(\bar{T}_i - \bar{T}_{i+1})$$

$$\bar{T}_i = \bar{T}_{i+1} \dots k_i \frac{d\bar{T}_i}{dx} = k_{i+1} \frac{d\bar{T}_{i+1}}{dx} \dots k_M \frac{d\bar{T}_M}{dx} + h_{M+1} \bar{T}_M = h_{M+1} \frac{T_b}{s} \quad (2b)$$

A solução da eq. (2a) é tomada da forma:

$$\begin{aligned} \bar{T}_i(x, s) = & A_i(s) \exp(-R_i x) + B_i(s) \exp(R_i x) \\ & + \frac{\exp(-R_i x)}{2R_i \alpha_i} \int_a^x \exp(R_i x) (a_i + b_i x + c_i x^2) dx \\ & - \frac{\exp(R_i x)}{2R_i \alpha_i} \int_x^a \exp(-R_i x) (a_i + b_i x + c_i x^2) dx \end{aligned} \quad (3)$$

Nesta equação R_i vale $\sqrt{s/\alpha_i}$ e a distribuição inicial de temperaturas $T_{in}(x)$, para melhor ajuste ao campo inicial real de temperaturas, é tomada como polinômios quadráticos $a_i + b_i x + c_i x^2$. As exponenciais constantes da equação formam uma base para uma solução apropriada. A integração da eq. (3) resulta em:

$$\bar{T}_i(x, s) = A_i(s) \exp(-R_i x) + B_i(s) \exp(R_i x) \quad (4a)$$

$$\bar{T}_i(x_{i+1}, s) = A_i(s) \exp(-R_i x_{i+1}) + B_i(s) \exp(R_i x_{i+1}) + I_i(x_{i+1}) / 2s, \text{ onde} \quad (4b)$$

$$I_i(x_{i+1}) = \left[a_i + b_i x_{i+1} + c_i \left(\frac{2}{R_i^2} + x_{i+1}^2 \right) \right] - N_i \exp(-R_i x_{i+1}) - N_2 \exp(R_i x_{i+1}) \quad (4c1)$$

$$N_j = \exp(\mp R_j x_j) (K_j + M_j x_j + c_j x_j^2), j = 1, 2$$

$$K_j = a_j - \frac{b_j}{\pm R_j} + \frac{2c_j}{R_j^2} \dots M_j = b_j - \frac{2c_j}{\pm R_j} \quad (4c2)$$

Na eq. (4c2), j representa a primeira ou segunda integrais da eq. (3). Estas equações devem ser colocadas junto com suas derivadas nas condições de contorno para encontrarem-se as constantes A_i e B_i . As derivadas ficam:

$$d\bar{T}_i(x, s) / dx = -R_i A_i(s) \exp(-R_i x) + R_i B_i(s) \exp(R_i x) \quad (5a)$$

$$d\bar{T}_i(x_{i+1}, s) / dx = -R_i A_i(s) \exp(-R_i x_{i+1}) + R_i B_i(s) \exp(R_i x_{i+1}) + Id_i(x_{i+1}) / 2s, \text{ onde} \quad (5b)$$

$$Id_i(x_{i+1}) = (2b_i + 4c_i x_{i+1}) + R_i [N_1 \exp(-R_i x_{i+1}) - N_2 \exp(R_i x_{i+1})] \quad (5c)$$

Colocando-se as equações acima nas condições de contorno pode-se montar um sistema linear. Este sistema linear tem a variável s complexa participando do cálculo dos coeficientes A_i e B_i . Estes coeficientes devem ser colocados nas equações 4 e a função $T_i(x, t)$, solução do problema (1a), é encontrado pela fórmula de inversão da Transformada de Laplace. Neste trabalho utiliza-se o cálculo desta integral de inversão por Quadratura Gaussiana, substituindo-se a variável complexa s pelos valores dos pontos da Quadratura.

Quadratura Gaussiana. A solução do problema (4) é feita pelo retorno do domínio s para o domínio t , através da integral de inversão:

$$T_i(x, t) = \frac{1}{2\pi j} \int_{c-j\infty}^{c+j\infty} \exp(st) \bar{T}_i(x, s) ds \quad (6)$$

Fazendo $st = p$ para obter uma integral definida sem o parâmetro t no termo exponencial, que é a função peso, introduzindo a variável $c = c/t$, utilizando a fórmula de Quadratura Gaussiana apropriada, segundo Heydarian e Mullineaux (1981) e relacionando a função $F(p_k)$ com a função $\bar{T}_i(x, p_k / t)$, que deve ser invertida, tem-se:

$$\begin{aligned} T_i(x, t) = & \frac{1}{2\pi j} \int_{c-j\infty}^{c+j\infty} \exp(p) \frac{\bar{T}_i(x, p_k / t)}{t} dp = \\ & = \sum_{k=1}^n A_k(p_k / t) \bar{T}_i(x, p_k / t) \end{aligned} \quad (7)$$

Pode-se então calcular $T_i(x, t)$ substituindo-se s por p_k/t , o que é feito no sistema linear. Os termos A_k e p_k podem ser encontrados para até $n = 30$ em Stroud e Secrest (1966). Normalmente $n = 8$ apresenta bons resultados, o que é feito neste trabalho. A substituição $s \rightarrow p_k/t$ é utilizada para encontrar as constantes de integração A_i e B_i no sistema linear e junto com os valores de A_k para encontrar $T_i(x, t)$. É necessário portanto inverter a matriz oito vezes para qualquer x ou t procurado diretamente, independente de incremento nestas variáveis.

CONDIÇÕES DE CONTORNO

A condição de contorno externa é de 3ª espécie, com troca de calor por convecção e radiação solar, o que é feito com a introdução de uma temperatura fictícia chamada Temperatura Sol-Ar (ASHRAE 1993).

O método analítico exige uma função contínua sobre as 24 horas do dia, e os métodos numéricos valores em pequenos intervalos de tempo. Por isso foi inicialmente ajustado um polinômio de grau dez para representar a Temperatura Sol-Ar.

Um trabalho anterior (Beyer e Vilhena 1994) resolve o problema proposto com um polinômio com coeficientes em precisão simples, com desvios em relação aos valores iniciais.

Em Beyer e Vilhena (1995) utiliza-se um polinômio em dupla precisão, encontrado através do ajuste da função Temperatura Sol-Ar pelo método dos mínimos quadrados e o sistema de equações lineares simultâneas resultante resolvido por inversão de matriz pela eliminação de Gauss-Jordan com pivotamento de coluna (Hornbeck 1975).

Todos estes trabalhos utilizaram um polinômio sobre o período de 24 horas, que devido às características da Temperatura Sol-Ar, apresentaram sempre uma oscilação em torno dos valores originais, deixando alguma dúvida sobre a precisão dos resultados obtidos. Para eliminar estas oscilações, o período de 24 horas foi dividido em períodos menores, e ajustado um polinômio, de menor grau, para cada um destes períodos. A formulação de uma função única é possível pela utilização da função unitária de Heaviside, $U(t-a)$, tendo-se:

$$T(t) = \sum_z U(t - t_f(s)) - U(t - t_i(s)) \sum_n c(z, n) \lambda^n \quad (8)$$

onde t_i e t_f são as temperaturas iniciais e finais de cada zona z onde são ajustados cada polinômio com coeficientes c . Para a Temperatura Sol-Ar do problema resolvido neste trabalho, a primeira zona inicia à zero hora e termina às 5 hs, quando inicia a insolação. A segunda zona termina ao meio dia, quando inicia a insolação direta na parede oeste considerada. A terceira zona termina às 16 horas, quando ocorre o pico da Temperatura Sol-Ar. A quarta zona termina às 19 horas, quando cessa a insolação, e a quinta zona termina à meia-noite. Com este fracionamento da Temperatura Sol-Ar consegue-se perfeito ajuste dos polinômios aos valores originais, conforme fig. (1).

As tentativas até aqui feitas em aplicar diretamente a Transformada de Laplace às funções de Heaviside não apresentaram bons resultados. Por isso o problema original com ciclo de 24 horas foi dividido em problemas sequenciais com períodos iguais aos dos polinômios fracionários. Isto permite que se calcule um dia pelo cálculo de cinco horas somente, as horas finais de cada ciclo fracionário. Estes cálculos permitem o conhecimento do campo de temperaturas dentro da parede, que traz a condição inicial do problema para o ciclo seguinte.

Nos trabalhos anteriores (Beyer e Vilhena 1994 e 1995) a condição inicial no método analítico foi tomada como retas para cada meio da parede, o que introduzia algum erro nos resultados, já que a parede, estando em processo transiente de fluxo de calor, apresenta distribuições não lineares de temperatura. Neste trabalho, são introduzidos ajustes do campo de temperatura por polinômios quadráticos do tipo $a + bx + cx^2$, conforme já referido, o que retirou as aproximações introduzidas pelas retas.

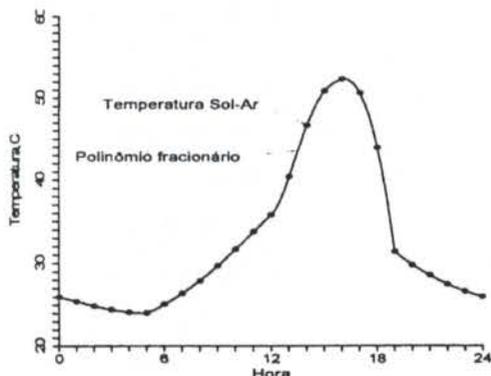


Figura 1. Resultado do polinômio para Temperatura Sol-Ar

A distribuição de temperaturas e polinômios considerados como condição inicial às 19 h do quarto dia (regime cíclico) para o estuque e concreto do problema resolvido podem ser vistas na figura (2). Observa-se a boa concordância dos polinômios com o campo de temperaturas.

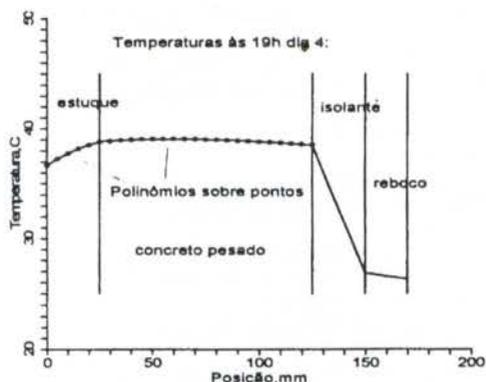


Figura 2. Distribuição de Temperaturas e Polinômios

MÉTODO NUMÉRICO DE SOLUÇÃO

É empregado o Método dos Volumes Finitos, conforme descrito por Patankar (1980). Neste método o domínio de cálculo é discretizado sob a forma de volumes de controle, integrando-se a equação diferencial que descreve o fenômeno estudado ao longo de cada um destes volumes. A equação diferencial é também integrada ao longo de um intervalo de tempo Δt , obtendo-se assim um sistema de equações lineares algébricas, uma para cada volume da malha, a ser resolvido.

Observe-se a necessidade de conhecer a condutividade térmica do meio nas faces dos volumes de controle. Quando o meio é homogêneo, e não for considerada a variação da sua condutividade com a temperatura, tem-se um único valor. En-

tretanto neste trabalho propõe-se resolver meios multicompostos, onde comumente as propriedades físicas variam de meio para meio.

Supondo então que a interface entre dois meios distintos coincida com a interface entre dois volumes de controle, conforme mostrado na figura 3, e aplicando o princípio físico da continuidade do fluxo térmico através da interface, obtém-se

$$k_r = \left(\frac{1-f_e}{k_p} + \frac{f_e}{k_e} \right)^{-1} \quad \text{onde} \quad f_e = \frac{\bar{\alpha}_{e,e}}{\bar{\alpha}_e} \quad (9)$$

Em outras palavras trata-se da média harmônica das condutividades térmicas de cada meio com o posicionamento relativo da interface.

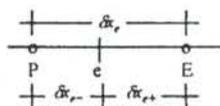


Figura 3: Interface entre dois volumes de controle

A evolução das temperaturas no interior da parede é então calculada resolvendo-se o sistema de equações algébricas a cada passo de tempo. As condições de contorno, inclusive a da face externa, que é transiente, são incorporadas nos volumes de controle das fronteiras.

A solução aqui mostrada foi obtida com uma malha de 340 volumes igualmente espaçada, um passo de tempo de 1,5 minutos e uma formulação totalmente implícita, sendo o sistema de equações algébricas resultantes resolvido pelo TDMA (Patankar 1980).

A independência das malhas foi declarada quando ao refinar-se a malha espacial de 170 para 340 volumes, e a malha temporal de 3 para 1,5 minutos a máxima variação do fluxo térmico ao longo do 4º dia não foi maior do que 2,5%.

MÉTODO DA FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA

Este método apresentado pela ASHRAE (1993) e Mitalas (1968) calcula o ganho de calor pela parede por:

$$q_{e,\theta} = \left[\sum_{n=0}^{\infty} b_n (t_{e,\theta-n\delta}) - \sum_{n=1}^{\infty} d_n (q_{e,\theta-n\delta}) - t_{e,\theta} \sum_{n=0}^{\infty} c_n \right] \quad (10)$$

onde $q_{e,\theta}$ é o ganho de calor na hora θ , δ é o intervalo de tempo, n é o índice dos somatórios, igual ao número de valores não-negligenciáveis dos coeficientes, $t_{e,\theta-n\delta}$ é a Temperatura Sol-Ar no tempo $\theta-n\delta$, $t_{e,\theta}$ é a temperatura interna constante e b_n , c_n e d_n são os coeficientes da Função de Transferência por condução.

PROBLEMA RESOLVIDO

Para avaliar o comportamento dos três métodos foi resolvido o problema constante na ASHRAE (1993). Seja uma parede multicomposta, figura (2), de cor clara construída com 25 mm estuque ($k = 0,692 \text{ W/m}^\circ\text{C}$, $\alpha = 4,434\text{E-}7 \text{ m}^2/\text{s}$), 100 mm concreto pesado ($k = 1,731$, $\alpha = 9,187\text{E-}7$), 25 mm isolante ($k = 0,043$, $\alpha = 1,6\text{E-}6$), 20 mm reboco ($k = 0,727$, $\alpha = 5,4\text{E-}7$), e coeficientes de convecção externo e interno de 16,95 e 8,26 $\text{W/m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$ respectivamente. Não há resistência térmica de contato entre as camadas. A temperatura interna da sala é mantida constante, igual à 24 $^\circ\text{C}$. O fluxo foi calculado através de 1 m^2 de parede oeste. A temperatura externa evoluiu como função horária com ciclo de um dia, segundo a Temperatura Sol-Ar retirada de ASHRAE (1993) para 40º Latitude

Norte, 21 de Julho, $\alpha/h_o = 0,026$. Considera-se que estes valores repetem-se consecutivamente por no mínimo quatro dias, tempo necessário para o sistema entrar em regime periódico (não ocorre nebulosidade atmosférica).

A condição inicial para o Método da Transformada de Laplace com Quadratura Gaussiana e para o Método dos Volumes Finitos foi de 24°C na parede, e no Método da Função de Transferência (recalculado) foi de fluxo inicial igual a zero.

Os resultados numéricos para os três Métodos aparecem na tabela (1).

Tabela 1 Resultados pelos três Métodos (dia 4)
MFT = Método da Função de Transferência
MVF = Método dos Volumes Finitos
MLG = Método Laplace/Gaussiana

h	MFT [W/m ²]	MVF [W/m ²]	MLG [W/m ²]
1	11,310	11,440	11,450
2	9,872	9,969	9,975
3	8,556	8,625	8,628
4	7,355	7,401	7,402
5	6,268	6,295	6,294
6	5,304	5,317	5,313
7	4,533	4,533	4,525
8	4,038	4,027	4,015
9	3,843	3,831	3,816
10	3,957	3,947	3,930
11	4,373	4,366	4,348
12	5,069	5,068	5,049
13	6,027	6,031	6,011
14	7,354	7,345	7,317
15	9,272	9,280	9,245
16	11,778	11,831	11,799
17	14,540	14,638	14,618
18	17,071	17,225	17,224
19	18,772	18,983	19,010
20	18,968	19,231	19,280
21	17,839	18,121	18,163
22	16,225	16,486	16,516
23	14,524	14,741	14,762
24	12,868	13,039	13,054

Os métodos MLG e MVF permitem calcular as temperaturas internas da parede, conforme fig. (4), período crescente.

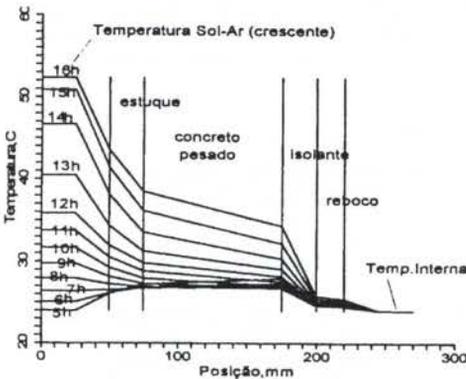


Figura 4. Campo de Temperaturas (período crescente)

CONCLUSÕES

Os três métodos apresentaram resultados numéricos próximos, conforme pode ser visto na tabela (1).

Em relação aos métodos numéricos tradicionais, o Método Laplace/Gaussiana apresenta como grande vantagem o fato de não depender de incremento sequencial seja na variável espacial ou na temporal. Com isto consegue uma rapidez de cálculo bem maior, pois pode-se chegar diretamente à qualquer instante de tempo somente calculando a distribuição de temperatura ao fim de cada período fracionário, já que o método analítico tem inerente em sua formulação o efeito temporal total da função excitação do problema. Também o método analítico permite o cálculo das temperaturas somente nas interfaces, por eliminar a necessidade de discretização do domínio espacial. Consegue-se com isto uma diminuição significativa no tempo computacional para solução do fluxo em meios opacos multicamadas.

O Método da Função de Transferência aparece como o menos flexível, por se aplicar somente à paredes previamente calculadas e sem calcular o campo de temperaturas nas mesmas.

REFERÊNCIAS

- ASHRAE, "Handbook of Fundamentals", ASHRAE, pp.26.17-26.28, 1993.
- Beyer,P.O. e Vilhena,M.T.M.B., "Fluxo de Calor Transiente em Paredes Externas Multicamadas", V Encontro Nacional de Ciências Térmicas, São Paulo, Brasil, 1994.
- Beyer,P.O. e Vilhena,M.T.M.B., "Fluxo de Calor Transiente em Paredes Externas de Edificações", III Congresso Ibero-Americano de Ar Condicionado e Refrigeração, São Paulo, (a ser publicado), 1995
- Bliss,R.W., "Atmospheric Radiation near the Surface of the Ground", Solar Energy 5(3): 103, 1961.
- Heydarian,M. e Mullineaux, N., "Solution of Parabolic Partial Differential Equations", Appl. Math. Modelling, 5, pp.448-449, 1981.
- Hornbeck, R. W., "Numerical Methods", Quantum Publishers, New York, 1975.
- Mitalas,G.P., "Calculation of Transient Heat Flow through Walls and Roofs", ASHRAE Transactions, Vol.74, Part 2, 1968.
- Mitalas,G.P., "Transfer Function Method of Calculating Cooling Loads, Heat Extraction Rate and Space Temperature", ASHRAE Journal, 14(12), 1972.
- Patankar, S. V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", New York, McGraw Hill, 1980.
- Stroud, A.H. e Secrest, D., "Gaussian Quadrature Formulas", Prentice Hall, New Jersey, 1966.

ABSTRACT

In this work, the Laplace transform technique with numerical inversion is used to develop solutions for the problem of one-dimensional heat conduction in multilayered walls. In this method the partial derivatives with respect to the time variable are removed from the differential equation, the resulting system of ordinary differential equations are solved and the transform of the temperature is inverted by numerical method based on Gaussian Quadrature. In order to test the method, a comparison was made with the Transfer Function Method, in a case of the calculation of heat flow through building components outlined in ASHRAE, and with the Finite Volume Method. The advantage of the Laplace/Gaussian method is that there is no need to step in time or position. The solution for any value of t or x can be found immediately.

HEAT TRANSFER ANALYSIS ON SHAPE MEMORY ALLOYS

Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco - Depto. Eng. Mec. - CEFET-RJ
Av. Maracanã 229 - 20271-110, Rio de Janeiro

Marcelo Amorim Savi - Depto. Eng. Mec. - UNB - 70910-900, Brasília

Heraldo da Costa Mattos - Depto. Eng. Mec. - UFF - R. Passo da Pátria, 156 - 24210-240, Niterói

SUMMARY

Shape memory alloys presents a strong temperature dependence on the mechanical behavior. For many situations, the coupling between the heat-conduction problem and the mechanical problem must be considered, since it is experimentally verified that, depending on the thermal boundary conditions, a structure may present very different responses. In this paper, an internal variables constitutive theory, developed within the framework of the Thermodynamic of Irreversible Processes, is proposed to study the thermomechanical coupling in shape memory alloys. Simple numerical simulations with a bar subjected to thermomechanical loading are presented and analysed.

INTRODUCTION

Shape memory alloys undergo thermoelastic phase transformations which may be induced either by temperature or stress. Ni-Ti, Cu-Zn, Cu-Zn-Al, Mg-Cu, Fe-Mn-Si-Cr-Ni are some of the so-called shape memory alloys (SMAs). Shape memory and pseudoelasticity are effects associated with phase transformations experienced by these alloys.

The shape memory effect is a phenomenon where plastically deformed objects made of SMA may recover their original form after going through a proper heat treatment. Forces may be generated by introducing a constraint to the restoring movement. Because of such remarkable properties, SMA have found a number of applications in engineering. It could mention self-actuating fastener, self-erectable structures for aerospace hardware, thermally actuators switches, a number of bioengineering devices, and actuators for vibration control of flexible structures. (Schetky, 1979; Borden, 1991; Busch *et al.*, 1992; Rogers *et al.*, 1991).

Metallurgical studies have revealed the microstructural aspects of the behavior of SMAs. There are two possible phases on SMAs: Austenite and Martensite. In martensitic phase, plates which may be internally twin-related exist. Hence, different deformation orientations of crystallographic plates constitute what is known by martensitic variants (Zhang *et al.*, 1991).

Figure 1 shows the shape memory effect. A body on austenitic phase ① is cooled and the twinned martensite becomes stable ②. Then a stress field is applied and the body experiments a deformation causing the appearance of other martensitic variants ③. At this instant, by increasing body temperature, phase transformation from martensite to austenite takes place (③→④) which causes the elimination of residual strains.

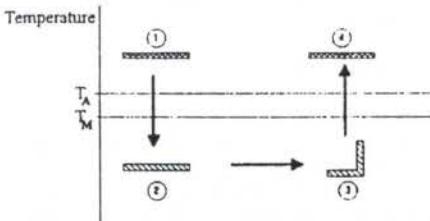


Figure 1 - Shape Memory effect.

Shape memory and pseudoelastic effects may be modeled either by microscopic or macroscopic point of view. The phenomenological aspects of SMA behavior is considered by constitutive models which is formulated to describe these phenomena. Since thermoelastic phase transformations may be induced either by temperature or by mechanical actions, the macroscopic thermodynamical variables needed to describe the phenomena are temperature, T , strain tensor, ϵ , and other internal variables denoted by β .

Falk (1982) proposes a polynomial constitutive model, based on the Devonshire theory for temperature induced first order phase transition combined with hysteresis, with no extra internal variable to describe the shape memory effect. This one-dimensional model does not consider dissipation. These characteristics make the polynomial model a simple alternative to describe SMAs behavior. Falk (1980) presents a procedure to experimental determination of material constants, however, the absence of experimental tests to determine these constants is one of the greater difficulties of this model use. Müller & Xu (1991) have studied the hysteresis and stress internal loop conditions for the polynomial model.

Bertram (1983) proposes a constitutive model based on plasticity theory.

Tanaka and co-workers (Tanaka & Nagaki, 1982; Sato *et al.*, 1985; Tanaka, 1985) propose an one-dimensional constitutive model which assumes the kinetics of the phase transformation which establishes a relationship between the martensitic fraction and other internal variables such as temperature and strain. Zhang *et al.* (1991) show the formulation of the evolution equation for the phase transformation.

Fremont (1987) has proposed a three-dimensional constitutive model considering an austenitic phase and two variants of martensite. Internal constraints are imposed for the coexistence of these phases. Savi & Braga (1993a) discuss the problems of Fremont's three-dimensional description and show that for one-dimensional case, Fremont's model may be reduced to Tanaka's model if some considerations are made. Savi & Braga (1993a, 1994) present an overview of the constitutive models for SMAs.

The objective of this work is to present an analysis of heat transfer on SMA. This is an important feature since the recovery properties of these alloys is closely related with temperature. Hence, a non-homogeneous temperature distribution may cause a non-homogeneous phase

transformation which can produce spurious strains or reduce the force needed to do a specific task.

An one-dimensional version of Fremond's model is extended for anisothermal processes to study the thermomechanical coupling on SMA bars. Simple numerical simulations with a bar subjected to thermomechanical loading are presented and analysed.

CONSTITUTIVE MODEL

In Fremond's model, the thermodynamic state is completely defined by a finite number of state variables: deformation (ϵ), temperature (T) and the volumetric fractions of martensitic variants (β_1 and β_2) and austenite (β_3). The SMA behavior can be characterized by two thermodynamic potentials: the Helmholtz free energy (ψ) and the potential of dissipation (ϕ). An one-dimensional version of the Helmholtz free energy can be written as (Savi, 1994):

$$\rho \psi(\epsilon, T, \beta_i) = \rho \sum_{i=1}^3 \beta_i \tilde{\psi}_i(\epsilon, T) + \tilde{J}(\beta_i) \quad (1)$$

where ρ is the density and $\tilde{\psi}_1$, $\tilde{\psi}_2$ and $\tilde{\psi}_3$ are the free energy associated to two martensitic variants and one austenitic phase, as follows:

$$\begin{aligned} \rho \tilde{\psi}_1(\epsilon, T) &= \frac{1}{2} E \epsilon^2 - \alpha \epsilon \\ \rho \tilde{\psi}_2(\epsilon, T) &= \frac{1}{2} E \epsilon^2 + \alpha \epsilon \\ \rho \tilde{\psi}_3(\epsilon, T) &= \frac{1}{2} E \epsilon^2 - \frac{L}{T_M} (T - T_M) \end{aligned} \quad (2)$$

where α and L are characteristic material parameters that describe the martensitic transformation, E represents the elasticity modulus and T_M is a lower temperature limit for a stable existence of the austenitic phase. ϵ represents the uniaxial strain.

The volumetric fractions of the phases must satisfy the following restrictions:

$$\beta_i \geq 0 \quad (i=1,2,3); \quad \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 = 1 \quad (3)$$

\tilde{J} is the indicator function of the convex C (Rockafellar, 1970):

$$C = \{(\beta_1, \beta_2, \beta_3) \mid 0 \leq \beta_i \leq 1 \quad (i=1,2,3); \quad \beta_1 + \beta_2 + \beta_3 = 1\} \quad (4)$$

By using the restrictions (3), β_3 can be eliminated and the free energy can be rewritten as:

$$\begin{cases} \rho \psi(\epsilon, T, \beta_1, \beta_2) = \rho \tilde{\psi}(\epsilon, T, \beta_1, \beta_2) + J(\beta_1, \beta_2) \\ \rho \tilde{\psi}(\epsilon, T, \beta_1, \beta_2) = \beta_1 \left[-\alpha \epsilon + \frac{L}{T_M} (T - T_M) \right] + \beta_2 \left[\alpha \epsilon + \frac{L}{T_M} (T - T_M) \right] + \\ \quad + \frac{1}{2} E \epsilon^2 - \frac{L}{T_M} (T - T_M) \end{cases} \quad (5)$$

where J represents the indicator function of the triangle \mathcal{J} of the set

$$\mathcal{J} = \{(\beta_1, \beta_2) \mid 0 \leq \beta_i \leq 1 \quad (i=1,2); \quad \beta_1 + \beta_2 = 1\} \quad (6)$$

The state equations can be obtained from the Helmholtz free energy as follows:

$$\begin{aligned} \sigma &= \rho \frac{\partial \psi}{\partial \epsilon} = E \epsilon + \alpha (\beta_2 - \beta_1) \\ B_1 &= -\rho \frac{\partial \psi}{\partial \beta_1} + \lambda_1 - \lambda_2 = \alpha \epsilon - \frac{L}{T_M} (T - T_M) + \lambda_1 - \lambda_2 \end{aligned} \quad (7)$$

$$B_2 = -\rho \frac{\partial \psi}{\partial \beta_2} + \lambda_2 - \lambda_1 = -\alpha \epsilon - \frac{L}{T_M} (T - T_M) + \lambda_2 - \lambda_1$$

$$\text{with } (-\lambda_1 + \lambda_2) \in \partial_1 J; \quad (-\lambda_2 + \lambda_1) \in \partial_2 J$$

where B_i is a thermodynamic force, ∂_i the sub-differential with respect to β_i (Rockafellar, 1970) and λ_i are the Lagrange multipliers related to the restriction (6). The Lagrange multipliers offers a good alternative to represent sub-differentials of the indicator function (Savi & Braga, 1993b). σ represents the uniaxial stress.

Considering a quadratic pseudo-potential of dissipation (Savi & Braga, 1993b), it is possible to write the following complementary equations:

$$B_i = \frac{\partial \phi}{\partial \beta} = \eta \dot{\beta}_i \quad (i=1,2), \quad (8)$$

where η is a parameter associated with the internal dissipation of the material.

The set of equations (7) and (8) form a complete set of constitutive equations.

Using Fourier law to represent the heat conduction process in SMA, the uniaxial energy equation may be written as (Pacheco, 1994):

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x} (\Lambda \frac{\partial T}{\partial x}) - \frac{hP}{A} (T - T_\infty) - \rho c \dot{T} &= -B_1 \dot{\beta}_1 - B_2 \dot{\beta}_2 + \\ &+ T \left(-\frac{\partial \alpha}{\partial T} \dot{\epsilon} + \frac{\partial B_1}{\partial T} \dot{\beta}_1 + \frac{\partial B_2}{\partial T} \dot{\beta}_2 \right) \end{aligned} \quad (9)$$

where Λ and c are material parameters, h is the convection coefficient, P the perimeter, A the cross-section area and T_∞ the medium temperature where the bar is immersed. The right-hand side terms in the energy equation represent the coupling between the thermal and mechanical processes. The two first terms in the right-hand side are associated to the mechanical dissipation and is called internal coupling. The last term is called thermal coupling and represents the coupling due to the temperature dependence of the material parameters.

The material parameters are supposed to be temperature-insensitive on the range of temperature considered during this work.

For the loadings rates and ranges of temperature observed in this paper the internal and thermal coupling terms are of minor importance and can be neglected. Therefore the energy equation can be reduced to the heat equation currently used in the study of rigid bodies without any loss.

NUMERICAL SOLUTION

The numerical solution considers the operator split technique (Marchuck, 1975). The original coupled problem was decomposed in two uncoupled problems: an evolution, represented by a set of ordinary differential equations (8) and a heat conduction problem, represented by a parabolic partial differential equation (9). After the split, the two problems can be numerical treated separately by traditional methods.

The solution of the evolution problem considers a new split and uses the projection algorithm proposed by Savi & Braga (1993b). The heat conduction problem was treated by Crank-Nicolson algorithm.

EXAMPLE

To study the effects of heat conduction on SMAs a simple example is presented. It is considered a bar with a diameter of 5 mm and a length of 50 mm which is submitted to a thermomechanical loading. Material parameters for the SMA are presented in Table 1 (Sato *et al.*, 1985; Savi, 1994)

Table 1 - Material Parameters

E (GPa)	70
α (MPa)	7
L (MPa)	0.3813
T_M (K)	246
T_A (K)	250.5
η (kPa)	20
Λ (W/m K)	10
c (J/Kg K)	460.2
ρ (Kg/m ³)	6.5×10^3

First, it is considered a bar fixed at the left-end and submitted to a prescribed stress loading at the right-end. The bar has an initial temperature of 240 K then it is immersed in a medium with the same temperature. A constant convection coefficient ($h=10$ W/m² K) is assumed.

Figure 2 presents the mechanical loading while Figure 3 shows the stress-strain curve for this loading process. The mechanical loading causes a martensitic transformation and a residual deformation of 0.1% is observed across the length of the bar (point C in Figure 3).

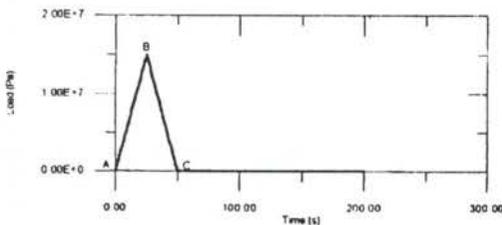


Figure 2 - Mechanical loading.

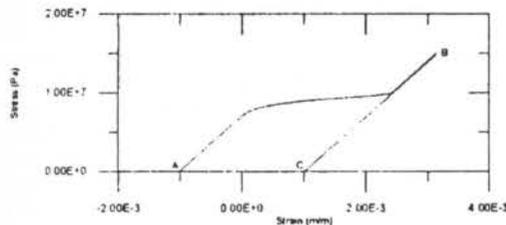


Figure 3 - Stress-strain curve.

The relief of this residual deformation can be attained by heating the whole bar to a temperature superior to T_M . When this is done, all the martensitic phase which is generated by the

mechanical loading process, will be transformed to austenite and the residual deformation disappears. This process is usually done by heating one region of the bar and waiting that the temperature T_M is reached for all regions. Nevertheless, a residual strain distribution can be obtained if an incomplete transformation occurs at some regions of the bar as a consequence of the thermal process has not enough time to complete this transformation.

In the foregoing analysis the effects of heat transfer on the bar are considered. Hence, afterwards the mechanical loading, the left-end of the bar ($x=0$) was heated from 240 K to 260 K as shown in Figure 4. The temperature evolution for other regions of the bar are also shown in this figure. The temperature distribution across the bar are presented in Figure 5.

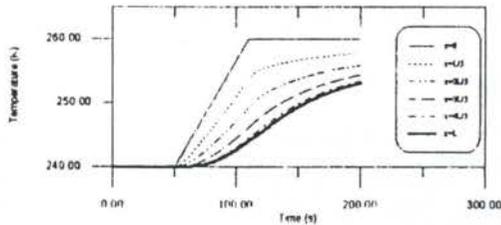


Figure 4 - Temperature evolution.

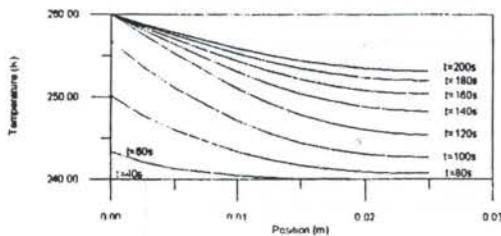


Figure 5 - Temperature distribution.

Figure 6 shows the deformation evolution for the two ends of the bar. At the left-end ($x=0$), the martensitic transformation is completed before the thermal loading is finished ($t=100$ s), while at the right-end the transformation just begins 90 s latter.

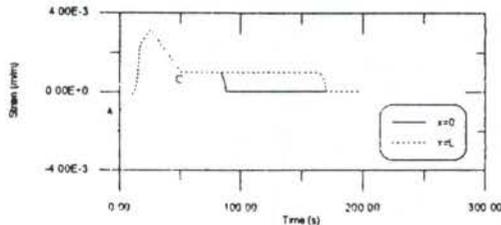


Figure 6 - Deformation evolution.

The strain distribution across the bar, for several instants are shown in Figure 7.

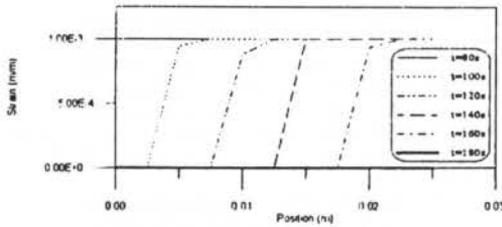


Figure 7 - Strain distribution.

These results show that the heat transfer on SMAs is important to define the phase transformation and the corresponding residual strain distribution across the bar. These informations are fundamental to simulate the SMA behavior.

CONCLUSIONS

Heat transfer analysis is considered for SMAs. An one-dimensional version of Fremond's constitutive model is extended for anisothermal processes to study the thermomechanical coupling. It is verified that for the loadings rates and temperature range studied the coupling terms of the energy equations can be neglected. Meanwhile, the constitutive equations temperature dependence indicates that the energy equations must be considered in the analysis of SMA.

Simple numerical simulations of a SMA bar are presented. The results show that the thermal conduction is an important feature to define the phase transformation along the bar and the corresponding residual strain distribution.

ACKNOWLEDGMENT

The authors would like to acknowledge the computational support of the National Laboratory of Scientific Computation (LNCC/CNPq).

REFERENCES

- Bertram, A., "Thermo-Mechanical Constitutive Equations for the Description of Shape Memory Effects in Alloys", *Nuclear Eng. and Design*, v.74, pp.173-182, 1982.
- Borden, T. "Shape Memory Alloys: Forming a Tight Fit", *Mechanical Engineering*, pp.66-72, 1991.
- Busch, J.D., Purdy, W.E. & Johnson, A.D., "Development of a Non-Explosive Release Device for Aerospace Applications", *26th Aerospace Mechanisms Symp.*, 1992.
- Fremond, M., "Matériaux à Mémoire de Forme", *C.R. Acad. Sc. Paris*, Tome 34, s.II, No. 7, pp.239-244, 1987.
- Falk, F., "Model Free Energy, Mechanics, and Thermodynamics of Shape Memory Alloys". *Acta Metallurgica*, v.28, pp.1773-1780, 1980.
- Falk, F., "Landau Theory and Martensitic Phase Transitions", *J. de Physique*, Colloque C4, suppl.12, Tome 43, pp.3-15, 1982.
- Marchuck, G.I., *Methods of Numerical Analysis*, Springer-Verlag, 1975.
- Müller, I. & Xu, H., "On the Pseudo-Elastic Hysteresis", *Acta Metall. Materials*, v.39, n.3, pp.263-271, 1991.
- Pacheco, P.M.C.L., "Análise do Acoplamento Termomecânico em Materiais Elasto-Viscoplásticos", Doc. Thesis, Depto. Eng. Mec., PUC-RIO, 1994.

- Rogers, C.A., Liang, C. & Fuller, C.R., "Modeling of Shape Memory Alloy Hybrid Composites for Structural Acoustic Control", *J. Acoustical Soc. Am.*, v.89, pp.210-220, 1991.
- Sato, Y., Tanaka, K. & Kobayashi, S., "Pseudoelasticity and Shape Memory Effect Associated with Stress-Induced Martensitic Transformation: A Thermomechanical Approach", *Trans. Japan Soc. Aero. Space Sci.*, v.28, n.81, pp.150-160, 1985.
- Savi, M.A. & Braga, A.M.B., "Chaotic Vibrations of an Oscillator with Shape Memory", *J. Brazilian Society for Mechanical Sciences - RBCM*, v.XV, n.1, pp.1-20, 1993a.
- Savi, M.A. & Braga, A.M.B., "Chaotic Response of a Shape Memory Oscillator with Internal Constraints", *COBEM 93 - Anais do XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica*, Brasília, Brasil, v.I, pp.33-36, 1993b.
- Savi, M.A. "Non-linear Dynamics and Chaos of Mechanical Systems with Shape Memory", Doctoral Thesis, Depto. Eng. Mec., PUC-RIO (in portuguese), 1994.
- Savi, M.A. & Braga, A.M.B., "Constitutive Models for Pseudoelasticity and Shape Memory", *Proceedings of II Brazilian Symposium on Aerospace Technology*, 1994.
- Schetky, L.M., "Shape Memory Alloys", *Sci. Am.*, v.241(5), pp.68-76, 1979.
- Zhang, X.D., Rogers, C.A. & Liang, C., "Modeling of Two-Way Shape Memory Effect", *ASME - Smart Structures and Materials*, AD.v.24, pp.79-90, 1991.

INVERSE PROBLEM FOR ESTIMATING THE LATENT HEAT OF SOLIDIFICATION

E. N. Macêdo and H. R. B. Orlande
 PEM \ COPPE \ UFRJ
 Cx Postal 68503, Cidade Universitária
 Rio de Janeiro, 21945 - 970

ABSTRACT

In this paper we estimate the latent heat of solidification, by using Levenberg-Marquardt's method of minimization of the least-squares norm. The experiment is designed by examining the sensitivity coefficients. Simulated transient measurements of a single sensor are used to solve the present parameter estimation problem. Results obtained for the solidification of pure aluminum and an aluminum alloy, show that Levenberg-Marquardt's method provides accurate estimates for the unknown. A statistical analysis is performed in order to obtain the confidence interval of the estimated parameter.

INTRODUCTION:

Direct heat conduction problems are concerned with the determination of the temperature in the medium, when the thermophysical properties, boundary and initial conditions, and the geometric characteristics of the heated body are known. On the other hand, inverse heat conduction problems are concerned with the estimation of at least one of the quantities listed above, which is regarded as unknown, by using the temperature measured data of sensors located at appropriate locations inside the medium.

Mathematically, a problem classified as well-posed must have a solution that is unique and stable (i.e., depend continuously on given boundary and initial data). Inverse heat conduction problems are classified as ill-posed. Although the existence of a solution for an inverse problem can be assured by physical considerations, such solution usually does not satisfy the requirements of uniqueness and stability (Lamm, 1993).

Coefficient-type inverse heat conduction problems involve the estimation of thermophysical properties appearing in the formulation (Alifanov, 1992). Such class of inverse problems has been generally solved via parameter estimation, unless the temperature dependence of the property is unknown (Orlande and Ozisik, 1994).

In this paper, we solve the inverse problem of estimating the latent heat of solidification of metals, as a parameter estimation approach. For the solution of the present inverse problem, we use Levenberg-Marquardt's method of minimization of the least-squares norm (Beck and Arnold, 1977). Such method is straightforward and has been successfully applied to the solution of different parameter estimation problems (Orlande et al, 1995). We use the transient measurements of a single sensor located in a solidifying metal for the identification of the unknown latent heat. An analysis of the sensitivity coefficients reveals the optimum sensor position and experiment duration and a statistical analysis is performed in order to obtain the confidence interval of the estimated parameter.

DIRECT PROBLEM:

For the direct problem, we consider the physical situation of an alloy, initially liquid at a temperature (T_i) above the liquidus temperature (T_l), solidifying on a surface which is maintained at a temperature (T_0) below the solidus temperature (T_s). The other boundary is supposed to be insulated, as illustrated in figure 1.

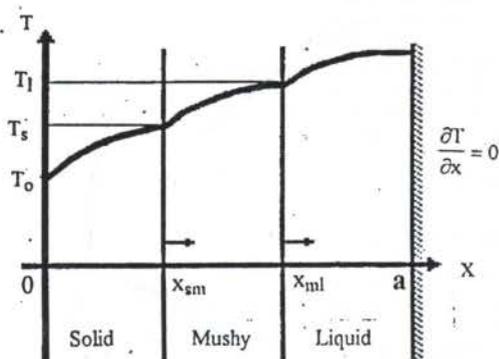


Figure 1 - Physical Problem

We neglect convective effects and use an enthalpy formulation (Shamsundar and Rozz, 1988) for the present moving boundary problem, given as follows:

$$\rho \frac{\partial H}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[K(T) \frac{\partial T}{\partial x} \right] \quad \text{in } 0 < x < a, t > 0 \quad (1.a)$$

$$T = T_0 \quad \text{at } x = 0, t > 0 \quad (1.b)$$

$$\frac{\partial T}{\partial x} = 0 \quad \text{at } x = a, t > 0 \quad (1.c)$$

$$T = T_i \quad \text{for } t = 0, \text{ in } 0 < x < a \quad (1.d)$$

where ρ is the metal's density which is supposed constant and K is the thermal conductivity. The enthalpy relation to temperature for an alloy is given by:

$$H(T) = c_s T, \quad \text{for the solid region, } T \leq T_s \quad (2.a)$$

$$H(T) = c_s T_s + f_s c_s (T - T_s) + (1 - f_s) [c_l (T - T_s) + L] \quad \text{for the mushy region, } T_s < T < T_l \quad (2.b)$$

$$H(T) = c_s T_s + c_l (T - T_s) + L, \quad \text{for the liquid region, } T \geq T_l \quad (2.c)$$

where c_s and c_l are the specific heats of the solid and liquid phases, respectively, L is the latent heat of solidification, and f_s is the solid fraction in the mushy region.

The solid fraction is determined as a function of temperature by assuming a complete solute mixing model, where the local solute gradient within the liquid phase in the mushy region is neglected (Rappaz, 1989). By also assuming that there is no solute diffusion within the solid phase in the mushy region, the solid fraction is given by Scheil's equation (Rappaz, 1989, Ruan et al, 1992):

$$f_s = 1 - \left(\frac{T_m - T}{T_m - T_l} \right)^{1/(k-1)} \quad (3)$$

where T_m is the melting temperature of the pure material and $k = C_s^*/C_l^*$. C_s^* and C_l^* are the solid and liquid compositions at the solid/mushy and mushy/liquid interfaces, respectively (Ruan et al, 1992). Alternatively, we could have assumed complete mixing of solute within the solid, and the solid fraction would be given by the lever rule (Rappaz, 1989).

More involved modelling of the solidification process in the mushy region can be found in the literature (Rappaz, 1989, Ni and Incerpera, 1995); but for the purpose of estimating the latent heat of solidification L , we prefer to adopt the macroscopic formulation given by equations (1-3).

For the solidification of a pure substance, the solidus and liquidus temperatures are equal to the melting temperature T_m , and equation (2.b) vanishes in the enthalpy relation to temperature.

INVERSE PROBLEM:

The direct problem described above is concerned with the determination of the temperature field in the region $0 < x < a$, when the initial and boundary conditions, as well as the physical properties are known.

For the inverse problem, the latent heat L is regarded unknown, but all the other quantities appearing in the direct problem are assumed to be known with sufficient accuracy. In addition, the temperature readings of a sensor located inside the solidifying material are considered available; but such measured data may contain random errors.

The inverse problem is solved by minimizing the least-squares norm with respect to the unknown parameter L . The least-squares norm is written in vector form as (Beck and Arnold, 1977):

$$S(L) = [Y - T(L)]^T [Y - T(L)] \quad (4a)$$

where

$$[Y - T(L)]^T = [Y(t_1) - T(t_1; L), \dots, Y(t_n) - T(t_n; L)] \quad (4b)$$

$Y(t_i)$ is the measured temperature, while $T(t_i; L)$ is the estimated temperature at the measurement location, at time t_i . Such estimated temperature is obtained from the solution of the direct problem with an estimate for the unknown parameter L .

In order to minimize the least-squares norm given by equation (4a), we need to satisfy

$$\frac{\partial S(L)}{\partial L} = 0 \quad (5a)$$

which in vector notation is given by

$$\nabla_L S(L) = 2[-\nabla_L T^T(L)] [Y(L) - T(L)] = 0 \quad (5b)$$

Equation (5b) is solved with Levenberg-Marquardt's Method. The iterative algorithm of such method is given by Beck and Arnold (1977) as

$$L^{k+1} = L^k + [X^T(k)X(k) + \lambda^{(k)}\Omega^{(k)}]^{-1} X^T(k) [Y - T(L^{(k)})] \quad (6)$$

where the superscript "k" denotes the number of iterations, λ is a scalar and Ω is a diagonal matrix.

The sensitivity matrix X is defined as

$$X = [\nabla_L T^T(L)]^T = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{bmatrix} \quad (7)$$

where n is the number of measurements and the sensitivity coefficients X_i are given by

$$X_i = \frac{\partial T(t_i; L)}{\partial L} \quad (8)$$

The matrix $\lambda\Omega$ is used above in order to improve the convergence of the method, when $X^T X$ is poorly conditioned. For the initial iterations, $\lambda\Omega$ is large compared to $X^T X$, so that Levenberg-Marquardt's method approach the steepest descent method. Its value is gradually reduced as $X^T X$ becomes better conditioned in the neighborhood of the least-squares solution, and Levenberg-Marquardt's method approach Gauss method. The subroutine DBCLSJ of the IMSL(1987) based on Levenberg-Marquardt's method is used in this paper.

STATISTICAL ANALYSIS:

The statistical analysis is important in assessing the accuracy of the results obtained by the inverse solution. For measurements containing additive, uncorrelated errors, with normal distribution, zero mean and constant standard deviation (σ), it can be shown that the standard deviation of the estimate \bar{L} for the parameter L , is determined as:

$$\sigma_{\bar{L}} = \frac{\sigma}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (X_i)^2}} \quad (9)$$

and the 99% confidence intervals for the parameter L is given by (Beck and Arnold, 1977):

$$\text{probability } (\bar{L} - 2.576\sigma_{\bar{L}} < L < \bar{L} + 2.576\sigma_{\bar{L}}) \approx 99\% \quad (10)$$

RESULTS AND DISCUSSION:

The solution of the direct problem given by equations (1-3) is required in order to obtain the estimated temperature $T(t_i, L)$ at the measurement locations, so that the minimization of equation (4a) can be performed. Equations (1-3) are solved with finite-differences by using an implicit formulation (Shamsundar and Rozz, 1988).

For the cases tested below, we take the length of the solidifying region as $a = 0.5m$, which is discretized by using 201 nodal points. The time step is taken as $\Delta t = 1$ sec. Such time-step and number of nodal points were chosen by comparing the present numerical solution, to some experimental and numerical results available in the literature (Ruan et al, 1992), for the solidification of an aluminum alloy, Al-4.5Cu. Figure 2 presents the temperature variation with time for the position $x = 0.006959m$, $x = 0.019431m$ and $x = 0.044424m$, obtained in the present work with the enthalpy method, as well as, the experimental and numerical results of Ruan et al (1992). Their numerical results were obtained with deforming finite-elements. Figure 2 shows that the results obtained here with the enthalpy method are in excellent agreement with the measurements of Ruan et al (1992). In fact, we note that our numerical results are closer to the measurements, than their finite-elements predictions, for most of the points. The maximum difference between our numerical results and the experimental data of Ruan et al (1992) was of the order of 4%.

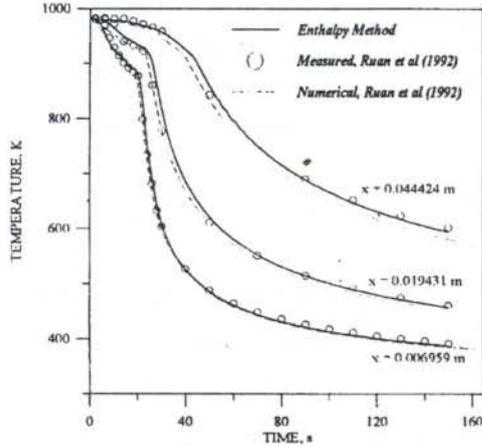


FIGURE 2 - Comparison of the temperatures obtained in the present work(enthalpy method) with those of Ruan et al (1992).

The behavior of the sensitivity coefficient given by equation (8) needs to be examined in order to determine the optimal sensor location and time interval to take the measurements. The measurements taken should correspond to large absolute values of the sensitivity coefficient, when small changes in the unknown latent heat yields large changes in the measured variable. Figure 3 presents the sensitivity coefficients for a sensor located at $x = 0.005m$ and $x = 0.03m$, for material properties taken as $L=390$ kJ/kg, $\rho=2800$ kg/m³, $K_s=0.19$ kW/m.K, $K_l=0.085$ kW/m.K, $c_s=0.9$ kJ/kg.K, and $c_l=1.1$ kJ/kg.K, which correspond to Al-4.5Cu alloy. The temperature at $x=0$ was considered to be constant and equal to 300 K. The sensitivity coefficients were computed with a central finite-difference approximation. An analysis of figure 3

reveals that the values of the sensitivity coefficient for $x=0.005m$ are quite small for most of the time interval, except for a short period between 0 sec and 10 sec. On the other hand, the values for the sensitivity coefficient of a sensor at 0.03m are relatively large for the whole time interval studied in figure 3. Therefore, for the cases analyzed below, we use the measurements of a sensor located at 0.03m. Such measurements are taken every second, and the duration of the experiment is considered to be 80 sec. We note that the sensitivity coefficients attain their largest values in the interval that the sensor is in the mushy region.

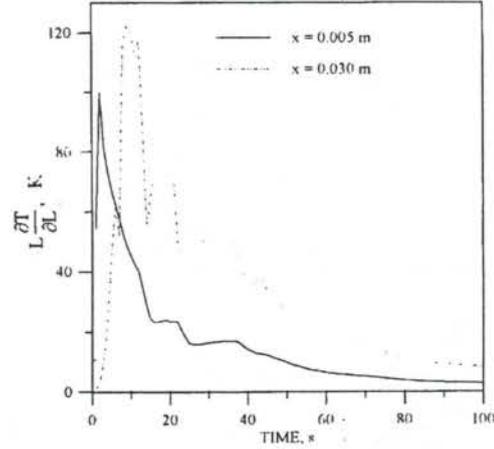


FIGURE 3 - Sensitivity Coefficient

We now use simulated measurements in order to verify the accuracy of Levenberg-Marquardt's method, as applied to the estimation of the unknown latent heat. Such measurements are obtained from the solution of the direct problem for a pre-specified value for the latent heat. They have the form:

$$Y = Y_{ex} + \alpha\sigma \tag{10}$$

where Y_{ex} is the solution of the direct problem, σ is the standard deviation of the measurement errors and α is a random variable with normal distribution, zero mean and unitary standard deviation. The values of α were determined with the subroutine DRNNOR of the IMSL (1987).

We present in table I the values estimated for the latent heat of the same case analyzed in figure 3, for different initial guesses and levels of measurement error (σ). We note in table I that Levenberg-Marquardt's method converges to the exact solution for the case of errorless measurements ($\sigma = 0$) and for initial guesses either smaller or larger than the exact value. The method did not converge to the exact value when initial guesses smaller than 60 kJ/kg or larger than 1000 kJ/kg were used. Table I also shows that reasonably accurate estimates were obtained for different levels of measurement errors. Generally, the exact value for the latent heat is within the 99% confidence interval about the estimated parameter.

TABLE I - Estimated latent heat for Al-4.5Cu based on simulated measurements. $L_{ex} = 390\text{kJ/kg}$

$\sigma(K)$	Initial Guess (kJ/kg)	Estimated (kJ/kg)	Confidence Interval (kJ/kg)
0	60.00	390.00	-
	1000.00	390.00	-
1	60.00	389.54	± 2.25
	1000.00	390.11	± 0.48
2	60.00	389.21	± 4.52
	1000.00	390.21	± 0.96
5	60.00	389.15	± 14.54
	1000.00	390.53	± 2.40

Table II presents the estimated values for the latent heat, by using simulated measurements in the solidification of pure aluminum. An analysis of the sensitivity coefficients for this case is similar to that presented in figure 3 and, hence, it is not repeated here. The exact value for the latent heat is also taken as 390kJ/kg. The melting temperature is 933K and the other physical properties needed for the problem are assumed identical to those used in table I. As for the case analyzed in table I, table II shows that accurate results are obtained for the unknown latent heat. However, the minimum initial guess for which convergence was attained was 120, as compared to 60 for the aluminum alloy presented in Table I.

We have also examined the sensitivity coefficients for values for the latent heat smaller and greater than 390 kJ/kg. The magnitude of the sensitivity coefficients increase with an increasing latent heat. The small values for the sensitivity coefficients when initial guesses smaller than the exact value for L are used, might explain the convergence difficulties observed in tables I and II for such cases. This is also probably the explanation for the large confidence intervals when the initial guess of 60 kJ/kg is used in table I.

TABLE II - Estimated latent heat for Pure Aluminum based on simulated measurements. $L_{ex} = 390\text{kJ/kg}$

$\sigma(K)$	Initial Guess (kJ/kg)	Estimated (kJ/kg)	Confidence Interval (kJ/kg)
0	120.00	390.00	-
	1000.00	390.00	-
1	120.00	389.95	± 0.48
	1000.00	389.94	± 0.49
2	120.00	389.90	± 0.96
	1000.00	389.88	± 0.98
5	120.00	389.72	± 2.39
	1000.00	389.69	± 2.44

CONCLUSIONS:

Levenberg-Marquardt's method of minimization of the least-squares norm was used for the estimation of the latent heat of solidification for metals.

An analysis of the sensitivity coefficients gives the sensor location and time interval to take the most meaningful measurements to solve the present inverse problem. For the case of estimating the latent heat for an Al-4.5Cu aluminum alloy, such analysis reveals that accurate results can be obtained with a sensor located at a distance of 0.03m from the surface where the solidification takes place, and in the interval between 1sec and 80sec after the start of solidification.

Results obtained with simulated measurements in the solidification of Al - 4.5Cu alloy and pure aluminum, show that Levenberg-Marquardt's method provides accurate estimates for the latent heat, for different levels of measurement error.

REFERENCES

- Alifanov, O. M., "Methods of Solving Inverse Heat Transfer Problems", Joint American - Russian NSF Workshop on Inverse Problems in Heat Transfer - Final Report, Michigan State University, June 13-15, 1992.
- Beck, J. V. and Arnold, K. J., "Parameter Estimation in Engineering and Science", Wiley, New York, 1977.
- IMSL Library Edition 10.0, 1987, User's Manual Math Library, Houston, Texas.
- Lamm P. K., "Inverse Problem and Ill-Posedness", Proceedings of the First International Conference on Inverse Problem in Engineering, pp. 1-10, Palm Coast, FL, June 13-18, 1993.
- Ni, J. and Incropera, F. P., "Extension of the continuum model for transport phenomena occurring during metal alloy solidification", Parts I and II, Int. J. Heat Mass Transfer, 1271 - 1296, Vol 38, 1995.
- Orlande, H. R. B. and Ozisik, M. N., "Determination of the Reaction Function in a Reaction-Diffusion Parabolic Problem", ASME J. Heat Transfer, Vol 166, pp. 1041-1044, 1994.
- Orlande, H. R. B., Ozisik, M. N. and Tzou D. Y. "Inverse Analysis for Estimating the Electron-Phonon coupling Factor in Thin Metal Films", J. Applied Physics, (in Press), 1995.
- Ozisik, M. N., Heat Conduction, Wiley, New York, 1980.
- Rappaz, M., "Modelling of Microstructure Formation in Solidification Process", Int. Mat. Rev., Vol. 34, pp. 93-123, 1989.
- Ruan, Y., Liu, J., Chu, M. and Richmond, O. A., "Deforming Finite-Element Thermal Model for Aluminum Alloy Solidification", Proceedings of the 1st International Conference on Transport Phenomena in Processing, pp. 297-307, Hawaii, 1992.
- Shamsundar, N. and Rozz, E., "Numerical Methods for Moving Boundary Problems", in Handbook of Numerical Heat Transfer, ed. W. J. Minkowycz, E. M. Sparrow, G. E. Schneider and R. H. Fletcher, Wiley, New York, 1988.

Investigação da Forma do Fluxo de Calor Imposto na Otimização da Técnica de Estimação de Parâmetros Termofísicos

Gilmar Guimarães
Elias Bitencourt Teodoro
DEEME - Departamento de Engenharia Mecânica
UFU - Universidade Federal de Uberlândia - Brasil

RESUMO

Propriedades termofísicas como difusividade térmica e condutividade térmica podem ser determinadas através de técnicas de estimação de parâmetros. Nesse caso, normalmente, impõe-se um aquecimento frontal no material para o estabelecimento do problema térmico. Este trabalho investiga as formas ideais das evoluções desses fluxos de calor, sua duração e o tempo ótimo de medição, para a otimização de projetos de estimação de parâmetros.

INTRODUÇÃO

A realização de qualquer experimento deve seguir procedimentos que busquem sempre o melhor resultado. Esses procedimentos passam não somente por um cuidado na execução de cada passo experimental mas também pela idealização de cada projeto. Nos casos de determinação de propriedades térmicas, torna-se importante a busca do projeto ótimo de experimentos em condução de calor.

A otimização de projetos de experimentos tem sido tema de um grande número de artigos entre os quais pode-se citar Beck e Arnold (1977), Vigak et al (1989), Taktak et al (1993), Artyukhin (1989) e Guimarães e Philippi (1994). Guimarães e Philippi (1994) analisaram a sensibilidade de várias variáveis de projeto, importantes na determinação simultânea da condutividade térmica, λ , e difusividade térmica, α , de diversos materiais.

A escolha de parâmetros como a intensidade de fluxo de calor imposto, a espessura L e o tipo de material foram considerados. Nesse sentido, materiais condutores, semicondutores e isolantes foram analisados, buscando sempre as melhores combinações de qL/λ , para cada tipo de material.

Todavia, características importantes como duração do aquecimento e tempo de medição usados para a estimação das propriedades λ e α , não foram analisados. Além disso, a forma do fluxo de calor imposto pode contribuir bastante para o sucesso da determinação das propriedades.

Esse trabalho apresenta uma análise que busca a otimização de parâmetros como o fluxo de calor imposto (duração e forma de aquecimento) e o tempo de medição para a estimação da condutividade térmica e difusividade térmica de um material isolante (Polythene) com dimensões 30x30x5 cm.

PROCEDIMENTO TEÓRICO

O projeto ótimo de experimento a ser considerado nesse trabalho investiga, como dito anteriormente, o fluxo de calor imposto numa amostra de Polythene, com propriedades térmicas e características geométricas definidas como $\lambda = 0.4 \text{ W/mK}$, $\alpha = 2.3 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$, espessura $L = 50 \text{ mm}$ e área 0.09 m^2 .

O problema térmico analisado é o mesmo abordado por Guimarães e Philippi (1994) que trata de uma amostra plana homogênea sujeita a um fluxo de calor unidimensional na face frontal e sob condições de isolamento na face oposta.

A técnica de estimação de parâmetros usada é a minimização da função mínimos quadrados, juntamente com a linearização de Gauss (Beck e Blackwell, 1990) definida por

$$S = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^2 [Y_j(i) - T_j(i)]^2 \quad (1)$$

onde $Y_j(i)$ são as temperaturas experimentais e $T_j(i)$ são as temperaturas calculadas através do modelo teórico nas superfícies da amostra (Guimarães e Philippi, 1994), os sub-índices i e j representam, respectivamente, o instante discreto de medição e o número de sensores (no caso dois termopares, localizados na face frontal ($j=1$) e na face oposta ($j=2$)). Assim, λ e α são os parâmetros que permitem a melhor concordância entre os valores das temperaturas medidas experimentalmente e aquelas obtidas através do modelo teórico.

Observa-se que as temperaturas experimentais $Y_j(i)$ são simuladas numericamente usando-se as temperaturas teóricas e uma função $\varepsilon_j(i)$ erro aleatório definidas por

$$Y_j(i) = T_j(i) + \varepsilon_j(i) \quad (2)$$

cujos limites são $-0.25 < \varepsilon_j(i) < 0.25$. Os limites máximos situam os erros aleatórios dentro da região de incerteza de medição de temperatura usando-se termopares adequados e calibrados (Guimarães, 1993).

O êxito da estimação é estabelecido se diferentes valores iniciais de λ e α , como $\lambda = 0.05 \text{ W/mK}$ e $\alpha = 1.0 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$ convergirem aos valores exatos $\lambda = 0.4 \text{ W/mK}$ e $\alpha = 2.3 \cdot 10^{-8} \text{ m}^2/\text{s}$ da amostra de Polythene.

APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

A Figura 1 apresenta diversas formas de fluxo de calor imposto investigados. Observa-se que em todas as formas de evoluções os fluxos de calor têm um tempo máximo de $t = 2000\text{s}$ e fluxo de calor máximo de 200 W/m^2 aproximadamente. Esses limites são fixados com o objetivo de se obter uma melhor comparação entre os resultados. Além disso, tempo superiores a 2000 segundos poderiam representar transientes muito longos e fluxos superiores acarretariam gradientes de temperatura excessivos, o que comprometeria a hipótese de propriedades térmicas constantes.

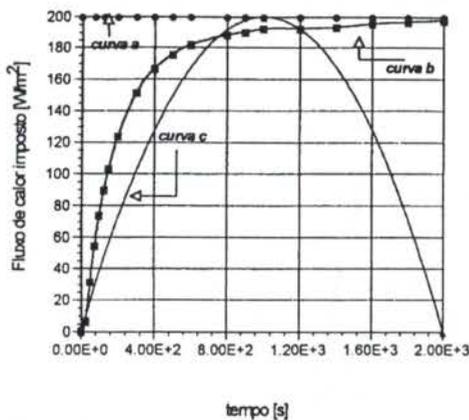


Figura 1: Formas de fluxo de calor imposto

O êxito dos resultados obtidos são comparados segundo o critério de sucesso na estimação dos parâmetros. Ou seja, se os parâmetros iniciais convergem aos parâmetros esperados ($\lambda = 0.4 \text{ W/mK}$ e $\alpha = 2.3 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$). Nesse caso, o número de iterações e a porcentagem de desvio entre as propriedades devem ser observadas.

Beck and Arnold (1977) propõem como critério de otimização a maximização do determinante de uma matriz de coeficientes de sensibilidade, que são definidas como as primeiras derivadas da temperatura em relação aos parâmetros investigados. Nesses casos, esses coeficientes são definidos por

$$X_{j,\lambda} = \frac{\partial T(i)_j}{\partial \lambda} \quad (3)$$

$$X_{j,\alpha} = \frac{\partial T(i)_j}{\partial \alpha} \quad (4)$$

onde T é a temperatura, i o índice do tempo e j o número de sensores como definido anteriormente. Esse critério é

interessante quando se deseja otimizar o tempo ou o ponto ideal de medição de um determinado experimento, como por exemplo, um experimento com o fluxo de calor prescrito igual a um valor constante. Nesse trabalho, como a variável principal é a forma do fluxo de calor, esse critério será usado apenas qualitativamente. Ou seja, as evoluções dos coeficientes de sensibilidade são plotadas apenas para a verificação dos resultados. Observa-se, nesse caso, que suas evoluções devem ser linearmente independentes e seus valores os maiores possíveis para que se consiga a estimação dos dois parâmetros simultaneamente (Beck e Blackwell, 1990)

A Tabela 1 mostra uma análise do tempo de exposição ao fluxo de calor em relação à estimação de λ e α usando-se o fluxo imposto contínuo com evolução polinomial (Figura 1, curva b). Observa-se que somente o uso de tempos de medição inferiores a 1500 s não garante a estimação dos parâmetros. Esses problemas se devem ao coeficientes de sensibilidade serem baixos e proporcionais (Guimarães e Philippi, 1994). Os parâmetros podem, entretanto, ser estimados na faixa de 1500 a 2000s ou usando-se todos a região de medição. Observa-se contudo que o erro percentual na difusividade térmica, assim como a variação de temperatura máxima não são ideais.

Tabela 1: Simulação de estimação de parâmetros para fluxo de calor contínuo com evolução polinomial (5ª ordem). Valores iniciais $\lambda = 0.05 \text{ W/mK}$ e $\alpha = 1.0 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$ (curva b)

tempo de medição usados na estimação [s]	λ [W/mK]	erro(λ) %	$\alpha \times 10^{07}$ [m ² /s]	erro(α) %	ΔT máx na amostra [K]
0 - 300	0.27	32.5	0.99	56.9	-
300 - 1000	-	-	-	-	-
600 - 1000	-	-	-	-	-
1000 - 2000	0.27	32.5	1.01	52.2	-
1500 - 2000	0.39	2.5	2.14	7.0	11.56
0 - 2000	0.39	2.5	2.10	8.7	11.46

Na busca de melhores resultados, a forma de fluxo de calor tipo degrau (Figura 1, curva a), apresenta uma maior faixa de medição com melhores resultados no desvio percentual dos parâmetros estimados, como pode ser visto na Tabela 2. Entretanto, uma curva de fluxo de calor do tipo constante é de difícil realização experimental, devido as inércias térmicas da amostra e do elemento de aquecimento. Observa-se, nesse sentido, que a evolução polinomial são típicas de experimentos com materiais não condutores (Guimarães, 1993). Torna-se ainda necessário, uma imposição de fluxo de calor que solucione o problema do gradiente térmico excessivo da amostra ($\Delta T > 10$). A Tabela 3 apresenta a simulação usando-se diferentes evoluções de fluxo de calor construídas a partir dos limites extremos de tempo (indicados).

Tabela 2: Simulação de estimação de parâmetros para fluxo de calor constante (Figura 1, curva a). Valores iniciais $\lambda = 0.05 \text{ W/mK}$ e $\alpha = 1.0 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$

tempo de medição usados na estimação [s]	λ [W/mK]	erro(λ) %	$\alpha \times 10^{07}$ [m ² /s]	erro(α) %	ΔT máx na amostra [K]
0 - 300	0.195	51.3	8.09	64.8	-
0 - 500	0.194	51.5	8.09	64.8	-
0 - 1000	0.213	46.8	0.91	60.6	-
0 - 1500	0.401	0.25	2.32	0.87	10.48
0 - 2000	0.401	0.25	2.31	0.44	12.08

Tabela 3: Simulação de estimação de parâmetros para fluxo de calor com evolução polinomial (2ª ordem). Valores iniciais $\lambda = 0.05 \text{ W/mK}$ e $\alpha = 1.0 \cdot 10^{-9} \text{ m}^2/\text{s}$ (curva tipo c)

tempos limites p/ polin. 2ª ordem. (usados na estimação) [s]	λ [W/mK]	erro(λ) %	$\alpha \times 10^{07}$ [m ² /s]	erro(α) %	ΔT máx na amostra [K]
0-800	0.378	5.50	2.06	10.4	3.3
0-1000	0.395	1.25	2.24	2.61	4.9
0-1500	0.401	0.25	2.302	0.09	7.13
0-2000	0.398	0.50	2.31	0.44	8.30

As curvas do tipo c, da Figura 2 apresentam ótimos resultados para a estimação de λ e α , uma vez que os desvios são inferiores a 3% (com exceção da faixa 0-800s). Também o gradiente de temperatura máxima na amostra situa-se entre os limites desejáveis (inferiores a 8,3 K). Todavia, essa curva é de difícil execução experimental. Nesse aspecto, as curvas apresentadas na Figura 2 representam um avanço. Uma vez que após uma evolução de fluxo de calor polinomial pode-se desligar o aquecimento medindo-se a evolução total do fluxo.

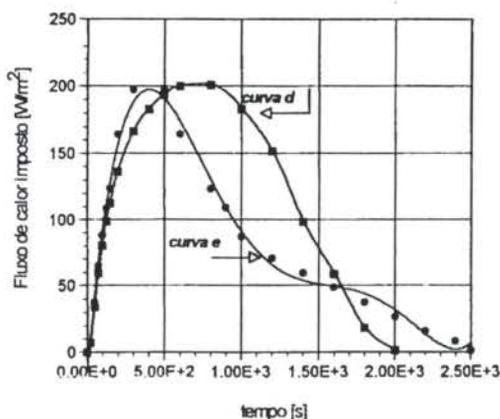


Figura 2: Evolução polinomial de fluxo de calor (liga/desliga)

Observa-se ainda, que a forma da evolução do fluxo dada pelas curvas *d* e *e* podem ser obtidas experimentalmente, para esse tipo de material, usando-se transdutores de fluxo de calor (Guimarães, 1993). Pode-se ainda, a partir dessas curvas, obter uma otimização dos tempos ideais de aquecimento, considerando-se os desvios percentuais de λ e α , e o limite de 6K para o gradiente de temperatura na amostra. A Tabela 4 apresenta essa análise.

Tabela 4: Simulação de estimação de parâmetros para fluxo de calor com evolução polinomial (5ª ordem). Valores iniciais $\lambda = 0.05W/mK$ e $\alpha = 1.0 \cdot 10^{-07} m^2/s$ - curvas tipo *d* e *e*

tempos de medição	tipo de curva	λ [W/mK]	erro(λ) %	$\alpha \times 10^{07}$ [m ² /s]	erro(α) %	ΔT máx [K]
0-2000	d	0.401	0.2	2.315	0.65	7.74
0-2500	e	0.401	0.2	2.312	0.52	5.71

As Figuras 3 e 4 apresentam os coeficientes de sensibilidade calculados a partir das curvas *b* (Figura 1, faixa de 0 a 300 s) e *e* (Figura 2, faixa de 0 a 2000 s) para verificação do critério de maximização do determinante da matriz coeficiente de sensibilidade (Beck et al, 1994). Pode-se assim, observar a dependência e a independência linear dos coeficientes, respectivamente, no pior caso (*curva a* - Tabela 1: 0 a 300s) e melhor (*curva e* - Tabela 3: 0 -2500s).

Uma observação quanto ao uso de forma de fluxo de calor do tipo liga desliga, é a conveniência de se trabalhar com baixos gradientes de temperatura na amostra. Isso só é possível quando se usa pelo menos dois sensores de temperatura (um em cada superfície). Dessa forma, enquanto a temperatura da face frontal cai, com o cessar do aquecimento, acarretando em queda no coeficiente de sensibilidade, a temperatura da face oposta ainda sofre os efeitos do aquecimento, contribuindo com o seu aumento a uma boa informação (via coeficiente de sensibilidade) para a estimação de parâmetros. Isto pode ser visto na Figura 4 e na Figura 5 que mostra a evolução de temperatura para as superfícies frontal e oposta, com um fluxo de calor imposto do tipo liga/delsiga (*Curva e*).

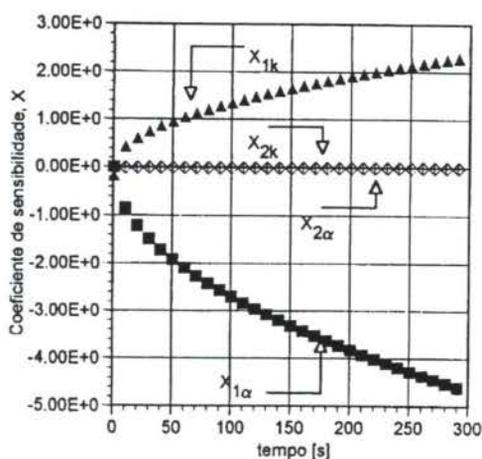


Figura 3: Coeficientes de sensibilidade. (Figura 1, curva *b*)

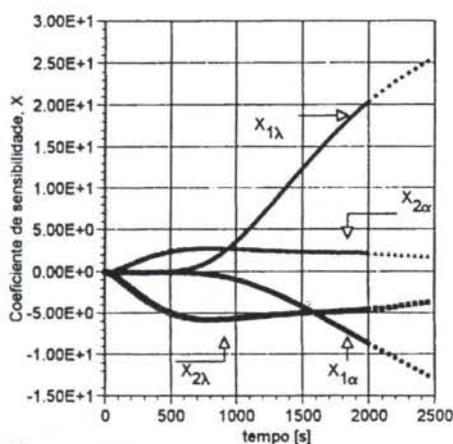


Figura 4: Coeficientes de sensibilidade. (Figura 2, curva *e*)

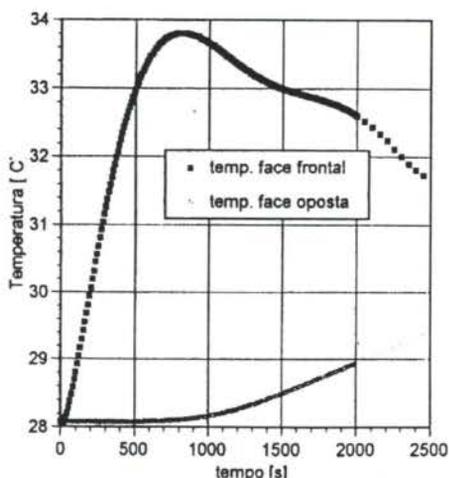


Figura 5: Evolução de temperatura nas faces frontal e oposta a partir de fluxo de calor imposto tipo liga/delsiga (*Curva e*)

CONVECCÃO

Observa-se a partir da Figura 4 que o uso de tempos superiores a 2000 s no caso de imposição de fluxo de calor com desaquecimento pode ser interessante. Esse fato se deve ao aumento da temperatura na face oposta poder contribuir para uma boa estimação, enquanto a temperatura máxima ocorrida na amostra não se altera (ver tabela 4 para tempos de medição de 0 a 2500 s). Todavia, observa-se da Figura 4 que os valores dos coeficientes de sensibilidade relativos à face oposta tendem a diminuir seus valores, o que não representa contribuição à estimação. Isso indica que tempos superiores à 2500s não traria nenhum ganho ao processo. Salienta-se ainda que 5 iterações foram necessárias na grande maioria das simulações. Esse número só aumentava nos casos de insucesso da estimativa dos parâmetros. Por essa razão o número de iterações não foi considerado na análise de otimização.

CONCLUSÃO

Como foi observado, vários fatores estão em jogo na escolha de um projeto de estimação de parâmetros. Além da geometria e tipo de material a ser investigado, a forma do fluxo de calor imposto que estabelece o problema térmico é extremamente importante. Se ainda se deseja estabelecer como limites uma boa precisão nos parâmetros a serem estimados (erros percentuais inferiores a 3 %) e representatividade das propriedades à uma determinada temperatura (variação de temperatura máxima na amostra inferior a 6 K) pode-se concluir que tipos de evolução como aquecimento e desaquecimento são as formas mais indicadas para a estimação simultânea de propriedades térmicas como condutividade e difusividade térmica. Nesse trabalho, o limite máximo de 200 W/m² para o fluxo de calor foi utilizado. A investigação do uso de fluxos máximos menores certamente abaxariam, com sucesso na estimação, a variação de temperatura na amostra.

AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer o suporte financeiro prestado pela Agência Governamental CNPq (Proc. 521212/93).

REFERÊNCIAS

- Artyukhin, E. A., Budnik, S. A. e Okhapkin, A. S., "Temperature-Measurement Optimization and Numerical Inverse Conduction-Treatment Solution". *J. Engng Phys.*, Vol. 55, pp. 924-929, 1989
- Beck, J. V., "Determination of Optimum Transient Experiments for Thermal Contact Conductance". *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 12, pp.621-633, 1969
- Beck, J. V. and Blackwell, B., "Inverse problems" . *Handbook of Numerical heat transfer*, pp 787-834, 1990
- Guimarães, G.. "*Estimação da Condutividade e da Difusividade Térmica no Domínio da Frequência* ", Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C. Brasil, 1993
- Guimarães, G e Philippi, P. C., "*Uma Análise de Sensibilidade na determinação de propriedades térmicas através da técnica de estimação de parâmetros.*" *Anais do V Encontro Nacional de Ciências Térmicas.*, pp 391-195, dez 1994
- Thktak, R., Beck, J. V. e Sott, E. P., "*Optimal Experiment Design for Estimating Thermal Properties of Composite Materials*", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 2977-2986, 1993
- Vigak, V. M., Kostenko, A. V. e Svirida, M. I., "*Optimization of Two-Dimensional Nonsteady-State Temperature Regimes with Limitation Imposed on the Parameters of the Thermal Process*", *J. Engng. Phys.*, Vol. 56, pp. 463-467, 1989

ABSTRACT

Thermophysical properties such as thermal diffusivity and thermal conductivity can be obtained through parameters estimation techniques. In such problems a frontal heating is imposed to the material in order to establish the thermal problem. The purpose of this work is to investigate the ideal shapes of heat flux evolution, its duration and optimum measurement time. These informations are very important to guide the designers on the optimization of parameters estimation.

ANÁLISE DO EFEITO DA DISSIPACÃO DO CALOR NAS VIZINHANÇAS DE UM CABO ELÉTRICO ATERRADO

Ligia Silva Damasceno Ferreira - Departamento de Engenharia Química - UFRGS
Rua Luiz Englert s/n ° - 90040-040 - Porto Alegre, RS
Álvaro Toubes Prata - Departamento de Engenharia Mecânica - UFSC
C.x. P. 476 - 88040-900 - Florianópolis, SC

RESUMO

O presente trabalho investiga o fenômeno da transferência de calor e umidade nas vizinhanças de um cabo elétrico aterrado utilizando como material de aterramento um solo natural. As equações governantes do fenômeno, equações da conservação da massa e da energia, são escritas utilizando um modelo fenomenológico e resolvidas numericamente através do método dos volumes finitos. A geometria do cabo aterrado é simulada utilizando coordenadas bicilíndricas. São apresentados perfis de temperatura e de umidade como função do tempo para diferentes potências dissipadas pelo cabo.

INTRODUÇÃO

Os processos de transferência de calor e umidade em solos que envolvem cabos de potência aterrados somente nas duas últimas décadas mereceram a atenção de pesquisadores. Com efeito, durante muitos anos as empresas fabricantes utilizavam no aterramento de seus cabos o mesmo solo que originalmente era retirado para a formação da vala. No início da década de setenta começaram a surgir os primeiros problemas de rompimento de cabos devido a problemas de superaquecimento. A partir de então a análise dos processos de migração de umidade que efetivamente ocorrem nas vizinhanças de cabos de potência aterrados passaram a influir consideravelmente no projeto destes cabos.

Fundamentalmente, a passagem de corrente elétrica no interior dos cabos de potência gera calor que precisa ser dissipado pelo meio que o envolve sob pena de danificá-lo por superaquecimento. Este calor gerado induz temperaturas altas na superfície dos cabos criando um gradiente térmico entre esta e o meio ambiente externo. Desta forma, a umidade presente nos espaços vazios do solo começa a migrar na forma de vapor, diminuindo gradativamente o conteúdo de umidade no solo próximo ao cabo, e aumentando consideravelmente a resistividade térmica do solo. Como conseqüência, o solo, que deveria atuar como um dissipador de calor, passa a atuar como um isolante térmico. A temperatura superficial do cabo atinge, assim, elevados valores que eventualmente podem ocasionar o rompimento do isolamento do cabo. Usualmente a temperatura máxima permitida na superfície do cabo é da ordem de 70 °C.

Alterações nas especificações do cabo, tais como a troca do material de isolamento ou aumento de sua espessura, são soluções possíveis para o problema, embora economicamente inviáveis. A solução para o problema recai na escolha de um material, natural ou artificial, que, embora com baixo conteúdo de umidade, seja capaz de dissipar uma quantidade razoável de calor. O objetivo deste trabalho é investigar o processo de dissipação de calor em um material de aterramento natural para um dado conteúdo inicial de umidade do solo.

As equações governantes são obtidas através de um modelo fenomenológico de forma que tem-se explicitamente as influências dos gradientes de temperatura e conteúdo de umidade nos processos de transporte de calor e massa, através de difusividades associadas a estes gradientes. As

propriedades difusivas e termofísicas do meio são consideradas variáveis com a temperatura e o conteúdo de umidade. As equações diferenciais governantes são resolvidas numericamente e de forma iterativa utilizando o método dos volumes finitos. A geometria do cabo aterrado é simulada utilizando coordenadas bicilíndricas. A análise do problema transiente de migração de calor e umidade é feita apresentando perfis de temperatura e conteúdo de umidade bem como seus valores junto à superfície do cabo, para diferentes potências dissipadas pelo cabo.

EQUAÇÕES DE TRANSPORTE E FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Em um meio poroso não saturado, calor e umidade (na forma líquida ou na forma vapor) são transportados simultaneamente e em decorrência da influência combinada de gradientes de temperatura e de conteúdo de umidade. O mecanismo físico de transporte será apresentado sucintamente a seguir. Calor migra essencialmente por condução através das partes sólidas (grãos) e também através dos poros preenchidos com líquido. Nos poros preenchidos com ar, a migração de calor é predominantemente devido ao transporte de calor latente pelo vapor. Os mecanismos responsáveis pelo transporte de líquido e vapor dependem essencialmente da quantidade de água presente no meio. Para um solo relativamente seco, onde não existe continuidade na fase líquida, a água presente encontra-se somente absorvida nas paredes dos grãos; este é o chamado estado pendular de um meio poroso. A transferência de umidade dá-se através da migração de vapor, que ocorre por difusão no ar, de regiões onde a sua pressão parcial é mais alta para regiões onde sua pressão parcial é mais baixa. Quando se aumenta a quantidade de água nos poros começa a existir pequenas pontes ou ilhas de líquido. Quando estas pontes unem-se umas às outras passa a existir continuidade na fase líquida, ainda que exista presença de vapor e o líquido é transportado devido ao gradiente do potencial capilar, ou seja, por capilaridade. Diz-se, neste caso, que o meio poroso está em estado funicular. Para um aumento adicional do conteúdo de umidade todos os poros estão preenchidos com água, levando à condição de meio poroso saturado. Não existe mais vapor e líquido somente pode ser transportado devido à diferença de pressão hidrostática ou por efeitos de convecção natural.

A geometria do problema a ser investigado no presente trabalho está apresentada na Fig. 1. O sistema de coordenadas bicilíndrico utilizado na simulação do cabo aterrado está representado pelas linhas coordenadas η e ψ . A área hachurada corresponde ao domínio de solução do problema, simplificado devido à simetria.

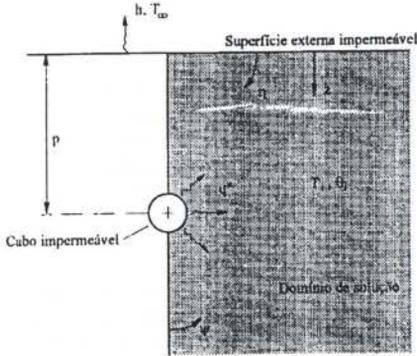


Fig. 1 - Geometria do problema.

O modelo de Philip e de Vries (1957) para a análise do transporte simultâneo de calor e massa em meios porosos não saturados é utilizado no presente trabalho. Neste modelo, as leis fenomenológicas da difusão de massa (Lei de Darcy para a fase líquida e Lei de Fick para a fase vapor) e calor (Lei de Fourier) são utilizadas nas equações de balanço de massa e energia.

O transporte de calor é governado pela equação da conservação de energia que, para meios porosos insaturados, é escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial(\sqrt{g}CT)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left[(k_r + \rho h D_{Tv}) \frac{\sqrt{g}}{g_\eta} \frac{\partial T}{\partial \eta} + \rho h D_{Tv} \frac{\sqrt{g}}{g_\eta} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right] + \frac{\partial}{\partial \psi} \left[(k_s + \rho h D_{T\psi}) \frac{\sqrt{g}}{g_\psi} \frac{\partial T}{\partial \psi} + \rho h D_{T\psi} \frac{\sqrt{g}}{g_\psi} \frac{\partial \theta}{\partial \psi} \right] \quad (1)$$

onde T é a temperatura e θ é o conteúdo de umidade (razão entre o volume de líquido e o volume total do meio), C é a capacidade volumétrica do meio e k_r e k_s são a condutividade térmica efetiva para o caso hipotético de não haver migração de umidade (de Vries 1975); ρ é a massa específica do líquido e h é o calor latente de vaporização; D_{Tv} e $D_{T\psi}$ são as difusividades do vapor associadas aos gradientes de temperatura e conteúdo de umidade, respectivamente; t é a coordenada temporal e η e ψ são as coordenadas espaciais. As variáveis g_η e g_ψ (sendo que $g = g_\eta g_\psi$) são os coeficientes métricos do mapeamento que transforma o sistema de coordenadas bicilíndrico no sistema cartesiano, conforme discutido com maiores detalhes por Damasceno Ferreira (1993).

O transporte de umidade é governado pela equação da conservação de massa que, para meios porosos insaturados, é escrita da seguinte forma:

$$\frac{\partial(\sqrt{g}\theta)}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial \eta} \left[(D_r) \frac{\sqrt{g}}{g_\eta} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} + (D_n) \frac{\sqrt{g}}{g_\eta} \frac{\partial \theta}{\partial \eta} - \sqrt{g} K_{rz} \right] + \frac{\partial}{\partial \psi} \left[(D_r) \frac{\sqrt{g}}{g_\psi} \frac{\partial \theta}{\partial \psi} + (D_n) \frac{\sqrt{g}}{g_\psi} \frac{\partial \theta}{\partial \psi} - \sqrt{g} K_{rz} \right] \quad (2)$$

onde D_r é $(D_{rv} + D_{rn})$ e D_n é $(D_{nv} + D_{nn})$. D_{rn} e D_{nn} são as difusividades do líquido associadas aos gradientes de temperatura e conteúdo de umidade, respectivamente, e K_{rz} é a condutividade hidráulica do meio poroso. O terceiro e sexto termos do lado direito da equação acima representam a contribuição da ação da gravidade no transporte de umidade. Todas as propriedades são consideradas variáveis com a temperatura e com o conteúdo de umidade e suas expressões analíticas são apresentadas por Hartley et al (1982).

As condições iniciais e de contorno que devem ser satisfeitas pelas equações (1) e (2) são apresentadas a seguir, tendo como base novamente a Fig. 1. No início do processo todo o meio está a uma temperatura e um conteúdo de umidade constante e igual a T_i e θ_i , respectivamente. Na superfície externa, tem-se troca de calor por convecção e assume-se que tal superfície impermeável ao fluxo de massa. Na superfície do cabo, também impermeável, há um fluxo de calor prescrito.

METODOLOGIA DE SOLUÇÃO

As equações diferenciais governantes do problema, equações (1) e (2), foram resolvidas numericamente utilizando o método dos volumes finitos (Patankar, 1980), com a integração temporal utilizando um esquema implícito. Na discretização do domínio de solução foram utilizados 100 volumes de controle na direção η , com refino de malha na região próxima ao cabo, e 30 na direção ψ . O intervalo de tempo escolhido era igual a 10 s no início do processo, sendo que o seu valor era aumentado a cada iteração, até um máximo de 1 hora, aproximadamente. A escolha tanto do número de volumes de controle quanto do intervalo de tempo levaram em conta o compromisso entre a precisão da solução numérica e o tempo computacional.

RESULTADOS E DISCUSSÕES

A análise do processo de dissipação de calor nas vizinhanças de um cabo aterrado é investigado considerando como material de aterramento um solo natural, que efetivamente tem sido utilizado para esta finalidade. O conteúdo inicial de umidade do solo foi mantido em 0,15. Este valor está um pouco acima do ponto correspondente à transição entre os estados funicular e pendular deste meio, que é igual a 0,13. Como será discutido mais adiante é exatamente nas proximidades deste valor de conteúdo de umidade que o meio passa a sofrer um processo mais intenso de secagem. A temperatura inicial do solo e a temperatura ambiente também são mantidas constantes e iguais a 20 °C; o coeficiente de transferência de calor convectivo na superfície ambiente é tomado ser 15 W/m².s. Considerando a situação real no aterramento de cabos elétricos, a profundidade de aterramento do cabo foi mantida em 1 m e o valor do raio do cabo igual a 0,05 m. A fim de se investigar a influência da potência dissipada pelo cabo no processo de secagem, três valores de potência foram utilizados, 20, 40 e 80 W/m.

As Figs. 2 e 3 apresentam os valores da temperatura e do conteúdo de umidade, respectivamente, junto à superfície do cabo como função do tempo. O parâmetro de curva é a potência dissipada pelo cabo e as linhas tracejadas correspondem à situação inicial. A análise destas figuras revela a tendência natural de que quanto maior a potência dissipada mais intenso é o processo de aquecimento e a secagem do solo. Nas curvas de temperatura observa-se a existência de um patamar que indica que o regime

estacionário foi atingido para o caso da potência dissipada igual a 80 W/m. Nos demais casos, mesmo para tempos muito grandes, a temperatura junto ao cabo continua aumentando com o passar do tempo. A situação de regime estacionário não é indicada no gráfico devido ao grande tempo computacional requerido para atingi-la; é interessante ressaltar, contudo, que os resultados mostrados correspondem a um tempo real de mais de 3 anos. Nas curvas correspondentes às potências dissipadas de 40 e 80 W/m observa-se que a temperatura do solo já ultrapassou o limite de 70 °C, a priori, necessário para evitar o rompimento do isolamento do cabo.

Nas curvas de umidade observa-se que a secagem total do solo no período de 3 anos somente não ocorre quando a potência dissipada é igual a 20 W/m, indicando que este material de reaterramento mostra-se pouco eficiente para potências dissipadas mais altas. Pequenas oscilações, provavelmente de caráter numérico, são observadas para tempos mais elevados.

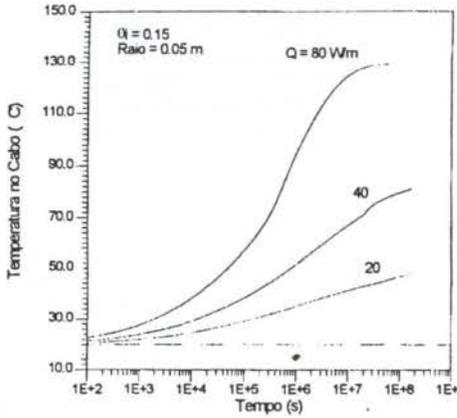


Fig. 2 - Temperatura no cabo

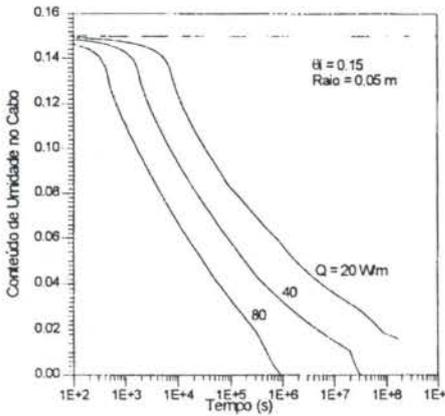


Fig. 3 - Conteúdo de umidade no cabo

As Figs. 4 e 5 apresentam as distribuições de temperatura e conteúdo de umidade, respectivamente, ao longo de uma linha traçada na altura da profundidade para a potência dissipada pelo cabo de 40 W/m. Esta linha está indicada na Fig. 1. Neste caso, o parâmetro de curva é o tempo que varia destes valores próximos ao início do

processo até tempos onde assume-se regime estacionário. Para as distribuições de temperatura observa-se o avanço da frente de aquecimento com o passar do tempo. Verifica-se ainda que ocorre uma variação na inclinação das curvas em uma determinada posição. A mudança de inclinação nas curvas de distribuição de temperatura será explorada logo a seguir. Para as distribuições de umidade, nota-se igualmente o avanço da frente de secagem à medida que o tempo evolui. Quando a umidade atinge o ponto de transição entre os estados funicular e pendular, θ aproximadamente igual a 0,13, ocorre uma secagem intensa do solo. O processo de secagem, que antes era governado pelo coeficiente D_{T1} , uma vez que existia continuidade da fase líquida, passa a ser governado pelo coeficiente D_{TV} , devido à presença de vapor nos poros, cujo valor, nesta região de conteúdo de umidade, é relativamente maior propiciando, assim, uma secagem mais intensa. Este ponto é exatamente o mesmo onde ocorre a variação nas inclinações das curvas de distribuição de temperatura, ou seja, a diferença de inclinação ocorre devido à grande variação das propriedades na região de transição.

Outra característica que pode ser observada nas curvas de umidade é o aumento dos conteúdos de umidade além do conteúdo inicial. No início do processo a água presente nos poros da região próxima ao cabo evapora e começa a migrar para longe do cabo; encontra regiões mais frias e condensa-se, aumentando o conteúdo de umidade. Nestes casos, longe do cabo tem-se ainda o conteúdo de umidade igual ao inicial. À medida que o processo evolui, para altos tempos, o conteúdo de umidade nas regiões mais afastadas do cabo aumenta além do conteúdo inicial devido ao acúmulo de umidade proveniente da condensação do vapor nas regiões frias.

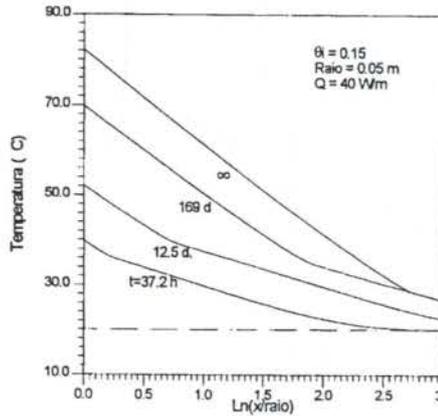


Fig. 4 - Distribuições de temperatura

A análise das distribuições de umidade indica também que ocorre secagem completa do solo na região próxima ao cabo para valores de tempo elevados. A frente de secagem avança uma pequena distância do cabo tornando o solo nesta região completamente seco. Mais uma vez, observa-se que o material de reaterramento utilizado propicia com efeito a secagem completa do solo junto ao cabo.

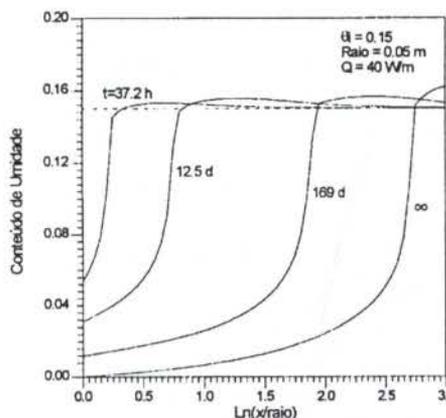


Fig. 5 - Distribuições de umidade

CONCLUSÕES

O presente trabalho analisou o fenômeno da transferência simultânea de calor com migração de umidade em solos que envolvem cabos de potência aterrados. A análise exata deste fenômeno é de fundamental importância para o projeto destes cabos, pois é através dela que se prevê os processos de secagem evitando assim o eventual rompimento do isolamento do cabo, caso a temperatura do solo atinja um determinado valor limite.

Este processo envolve o transporte de calor e umidade (na forma líquida e na forma vapor) em meios porosos insaturados e foi descrito matematicamente utilizando o modelo de Philip de De Vries. As equações assim obtidas trazem explicitamente as influências combinadas dos gradientes de temperatura e conteúdo de umidade em ambos os processos de transferência, calor e massa. O objetivo deste trabalho foi investigar o processo de secagem que ocorre em um solo natural para um determinado conteúdo inicial de umidade. As propriedades de transporte foram consideradas variáveis com a temperatura e o conteúdo de umidade. As equações diferenciais governantes do problema, equações da conservação da energia e da massa foram resolvidas numericamente utilizando a técnica dos volumes finitos. A geometria investigada simula a situação real de um cabo aterrado e utilizou coordenadas bicilíndricas.

A análise apresentada foi realizada para três diferentes potências dissipadas pelo cabo e revelou que este solo natural sofre um processo de aquecimento muito intenso, chegando a atingir temperaturas próximas a 160 °C para os casos de aquecimento mais crítico. Para este solo, somente para os casos onde a potência dissipada pelo cabo foi de 20 W/m não ocorre a secagem completa do solo na região próxima ao cabo. Para os demais casos a secagem ocorre, mesmo que em alguns casos não se tenha simulado até este ponto devido ao excessivo tempo computacional. Nas distribuições de temperatura e de conteúdo de umidade observa-se claramente o avanço da frente de secagem e de aquecimento e a passagem pelo ponto de conteúdo de umidade onde deixa de existir continuidade na fase líquida.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Philip, J.R.; De Vries, D.A., "Water movement in Porous Media under Temperature Gradients". Trans. Am.

Geophys. Union, vol. 29, pp. 222-232, 1957.

- Hartley, J.G.; Black, W.; Bush, R.A.; Martin Jr, M.A., "Thermal Stability of Soils Adjacent to Underground Transmission Power Cables", Technical Report of Georgia Institute of Technology for EPRI, 1982.
- De Vries, D.A., "Heat Transfer in Soils". Heat and Mass Transfer in Biosphere, pp.5-28, Scripta, Washington, 1975.
- Damasceno Ferreira, L.S., "Transferência de Calor e Migração de Umidade em Solos que Envolvem Cabos de Potência Aterrados", Tese de Doutorado, UFSC, 1993.
- Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere, Washington, 1980.

ABSTRACT

The phenomena of the heat transfer and moisture migration in the boundaries of the electrical buried cables is analyzed in the present work. The governing equations, equations of the conservation of mass and energy, are written using a phenomenological model and are solved numerically by the Finite Volume Method. The geometry of the buried cable is simulated using bicilindrical coordinates. Temperature and moisture content profiles as a function of time are presented for different powers dissipate by the cables

ANÁLISE EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO TERMO-HIDRÁULICO DE UM CIRCUITO FECHADO OPERANDO POR CONVECÇÃO NATURAL

Marcelo de Bastos Lavrador - PUC/Rio
Carlos Valois Maciel Braga - PUC/Rio
Pedro Carajilesco - UFF

RESUMO

Este trabalho apresenta o aparato experimental desenvolvido para a análise do comportamento termohidráulico de um circuito fechado operando com água por convecção natural. Também são fornecidos detalhes da instrumentação utilizada. Resultados de perda de carga no circuito, obtidos em testes de circulação forçada, são apresentados. Foram realizados testes para verificar-se a influência das condições das fontes quente e fria sobre o comportamento térmico do circuito (vazão e distribuição de temperaturas).

INTRODUÇÃO

A tendência atual no projeto dos dispositivos de segurança em reatores nucleares é a adoção dos denominados "sistemas passivos". Tais sistemas são caracterizados por não serem complexos ou dependerem da interferência humana. Sistemas passivos que utilizam o princípio de circulação natural de água através de um circuito fechado têm sido usados na remoção do calor residual de reatores.

Botelho (1991) estabeleceu a função e os objetivos gerais de um sistema de remoção de calor residual de reatores do tipo PWR, de pequeno porte (400 Mw). Segundo o autor, tais sistemas permitem a dissipação de cerca de 2% da potência nominal dos reatores, respeitando-se os limites térmicos dos elementos combustíveis.

Alguns modelos experimentais e/ou teóricos para a análise do comportamento termo-hidráulico de "loops" operando por circulação natural são apresentados na literatura. Zvirin (1981), através de uma análise teórica - experimental estabeleceu expressões para a vazão e distribuição das temperaturas, tanto em regime permanente, quanto em transiente. O desvio dos resultados do modelo teórico, que adota comportamento unidimensional para a velocidade de escoamento e temperatura conjuntamente com a aproximação de Boussinesq, em comparação com os dados experimentais é da ordem de 30%. Huang e Zelaya (1988) realizaram estudos também de forma analítica e experimental para a análise do comportamento termo-hidráulico de um "loop" retangular operando por termosifão. Bernier e Baliga (1992) propuseram um modelo numérico onde a circulação natural é tratada unidimensionalmente. No entanto, em regiões específicas nas quais são observados efeitos multi-dimensionais, é adotado um tratamento numérico bi-dimensional reduzindo, assim, os erros cometidos. Bastos e Loureiro (1993) apresentaram resultados experimentais e simulados para circulação natural em regime transiente através de circuito geometricamente complexo.

Lavrador et al. (1994) apresentaram uma análise transitória de um circuito fechado em regime de circulação natural monofásica de água. A análise teórica é baseada em um modelo numérico unidimensional que utiliza o método dos volumes de controle. Os resultados mostraram uma concordância satisfatória com os obtidos experimentalmente pelos mesmos autores. O aparato experimental

utilizado é constituído fundamentalmente por um "loop" retangular posicionado verticalmente, possuindo uma fonte quente na sua parte inferior e outra fria na superior.

O objetivo do presente trabalho é complementar o artigo mencionado anteriormente (Lavrador, 1994), incluindo o detalhamento da seção de testes e sua instrumentação. São apresentados resultados para testes realizados sob a condição de circulação forçada (somente perda de carga no "loop") e de circulação natural. Neste caso, mostra-se, em regime permanente os efeitos sobre o comportamento térmico do circuito fechado causados pela variação das condições da fonte fria e quente.

APARATO EXPERIMENTAL

A Figura 1 apresenta o circuito (primário) utilizado nos experimentos realizados com água, incluindo suas dimensões gerais. O diâmetro interno do tubo de cobre que constitui o "loop" é de 33,5mm (D).

Conforme mostrado na Fig. 1, a fonte quente, que situa-se na base da perna quente, consiste de uma tubulação de diâmetro interno de 64mm que abriga as resistências elétricas de aquecimento. O conjunto de re-

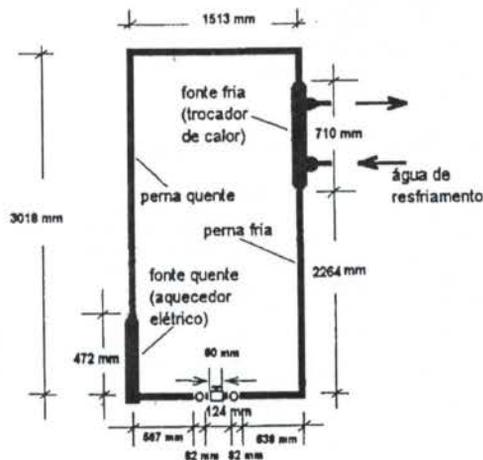


Fig. 1 - Dimensões do circuito experimental.

sistências (marca Resiluz, mod. 106) possui potência nominal máxima de 7,5 kw, com as três resistências do conjunto em operação. Montou-se um circuito elétrico a parte, que possibilitava a ligação independente de cada uma das resistências (em série ou em paralelo com as demais). Tal conjunto podia ser alimentado tanto em 110, quanto em 220V, cuja tensão era fornecida por um estabilizador marca Televolt (mod. EVA 10 000). Com este procedimento, dispunha-se de 11 diferentes níveis de potência na fonte quente. As variações do volume da água contida no "loop" devidas ao aquecimento eram controladas por um tanque pressurizador (não mostrado na Fig. 1), posicionado na parte horizontal (superior) da perna quente.

Também pode-se observar na Figura 1, a localização da fonte fria na parte superior da perna fria. A fonte fria consiste, basicamente, de um trecho de tubo de cobre de 710mm, com diâmetro interno de 60mm. Tal tubo é concêntrico ao tubo do circuito, formando, portanto um trocador de calor bi-tubular (região anular de troca de calor) com escoamento em contracorrente (também utilizou-se água como fluido de resfriamento).

Na parte inferior da Figura 1, pode-se observar ainda a entrada (esquerda) e a saída de água (direita) do circuito primário e a válvula (registro) situada entre as mesmas. Tal entrada e saída eram utilizadas no enchimento/esvaziamento do "loop" e nos testes de escoamento forçado para determinar-se a perda de carga no circuito.

O conjunto completo da seção de testes pode ser visualizado esquematicamente através da Figura 2.

Nesta figura é mostrado o acoplamento do circuito secundário ao primário, cuja tubulação foi isolada termicamente por blocos semi-cilíndricos de silicato de cálcio (Termosslica) e, estes envolvidos por um revestimento de cartolina com recobrimento metálico.

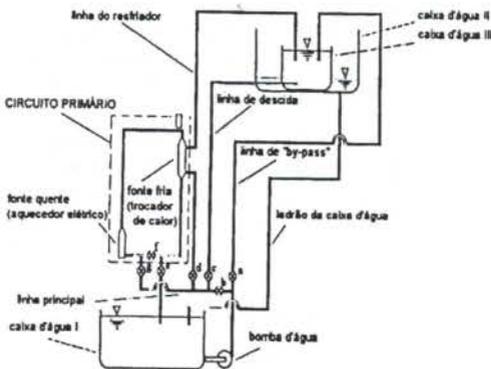


Fig. 2 - Representação esquemática da seção de testes.

O circuito secundário consta, basicamente, de quatro linhas de circulação de água, válvulas gaveta e uma bomba operando entre duas caixas d'água (principais) de 1000 litros (uma no plano inferior e outra no superior). Conforme observado na Fig. 2, a "linha do resfriador", a "linha de descida" e a "linha de by-pass" derivam da "linha principal", na qual se localizam as válvulas "a", "b", "c", "d", "e", "f" e "g". Deste modo, o circuito secundário pode operar em três diferentes configurações. A primeira e mais importante é a que se destina a remover calor do "loop" através da fonte fria nos testes de circulação natural. Nesta configuração ressalta-se:

- fluido da caixa d'água I é fornecido à linha principal;

- o controle de vazão nesta linha é feito pela válvula "a", permitindo que parte da vazão seja dirigida à caixa d'água III através da linha de "by-pass";
- ocorre transbordamento desta caixa para a II, com a água retornando à caixa d'água I através do "ladrão";
- mantendo-se as válvulas "a", "b", "d" e "f" abertas e "c", "e" e "g" fechadas, a linha principal alimenta o trocador de calor, através da "linha do resfriador";
- desejando-se, por exemplo, reduzir-se a vazão no trocador de calor, mantém-se a válvula "a" completamente aberta e fecha-se "b" o quanto for necessário.

Nos testes de circulação forçada ("a frio"), o circuito secundário alimenta diretamente o primário (entrada pela válvula "g", saída pela "e", mantendo-se sempre "f" fechada, bem como "d"). Tais testes podem ser realizados com a vazão fornecida pela bomba alimentando diretamente o "loop" (vazões mais elevadas) ou por gravidade. Neste caso, a bomba alimenta a caixa de nível constante (III) que transborda, e pela "linha de descida" ocorre a alimentação do circuito primário. Esta última configuração é adequada para testes realizados a baixas vazões.

INSTRUMENTAÇÃO

A temperatura da água foi medida por nove termopares do tipo T (cobre-constantan), localizados nas posições apresentadas na Figura 3.

Deste modo, dispunha-se de nove termopares (T1 a T9) para monitorar-se a temperatura da água no circuito primário, além de dois outros, pelo lado do secundário, na entrada e saída do trocador de calor. Radialmente, os termopares foram posicionadas no centro dos tubos.

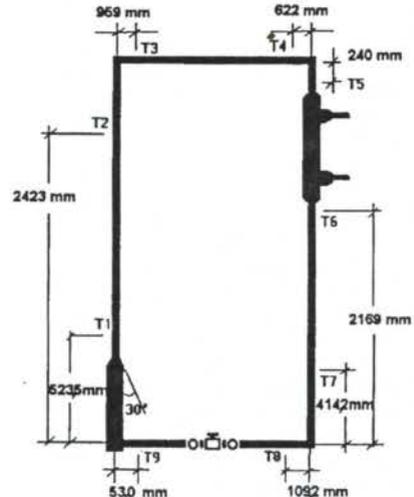


Fig. 3 - Posição das tomadas de temperatura

Os sinais de todos os termopares são captados simultaneamente em um "Datalogger Fluke", mod. 2240B, através de placas pertencentes ao próprio aparelho denominadas "Isothermal Input Connectors".

O circuito primário possui duas tomadas de pressão, uma localizada na perna quente (na saída do aquecedor) e, outra simétrica (na mesma altura) no lado da perna fria. O sistema completo está mostrado na Fig. 4.

Inicialmente, foi utilizado um manômetro em "U",

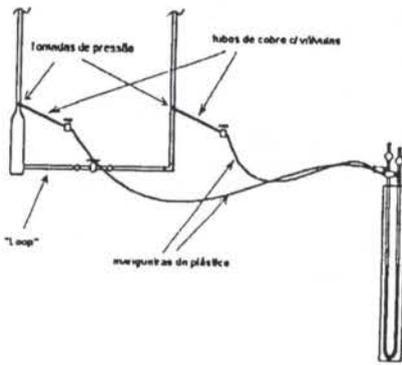


Fig. 4 - Sistema de determinação de perda de carga.

conforme está representado na Fig. 4. Como fluido manométrico utilizou-se o tetracloreto de carbono (CHCl_3), que é imiscível com água e cuja densidade relativa é 1,589. Tal fluido foi corado com ditizona. Tal sistema mostrou-se adequado para vazões elevadas. No entanto, em baixas vazões (pequenas perdas de carga), o deslocamento do fluido manométrico era praticamente imperceptível. Deste modo, em tais casos, foi utilizado um manômetro inclinado com clorofórmio (CCl_4), cuja densidade relativa é 1,470, também corado com ditizona.

A medida de vazão do circuito secundário era obtida através de uma placa de orifício com razão de diâmetros $\beta = 5/8$, confeccionada conforme os padrões estabelecidos pela ASME (1971). As tomadas de pressão de tal sistema foram conectadas a um manômetro em "U" contendo mercúrio como fluido manométrico.

O valor da potência elétrica transferida à água na fonte quente é obtido pelo produto da tensão fornecida pelo estabilizador (já mencionado anteriormente) e a corrente elétrica. Esta foi medida através de um amperímetro.

RESULTADOS

Perda de carga (circulação forçada). Considerando-se que o escoamento ocorre no sentido horário, as duas tomadas de pressão permitem determinar-se a queda de pressão do escoamento entre as mesmas. O trecho (parte superior do "loop") de tubulação reta compreendida entre as duas tomadas mede 6,56m, além de existirem dois joelhos de 90° . A literatura fornece o comprimento equivalente de cada joelho: 1m. Deste modo, o referido trecho possui um comprimento equivalente total (Leq) de 8,56m. Assim, pode-se fazer:

$$\Delta P = f(Leq/D)\rho V^2/2, \quad (1)$$

onde: $f(Leq/D) = K$ - coeficiente global de perda de carga;

ρ - densidade da água;

V - velocidade média do escoamento.

Considerando-se ainda que a velocidade pode ser dada por $V = \dot{m}/\rho A$, onde \dot{m} é a vazão mássica e A a área transversal ao escoamento ($A = \pi D^2/4$), obtém-se:

$$K = \Delta P \rho \pi^2 D^4 / 8 \dot{m}^2 \quad (2)$$

Assim, com as medidas experimentais de ΔP e \dot{m} é possível plotar-se K em função do Número de Reynolds ($Re = VD/\nu$, onde ν é a viscosidade cinemática da água).

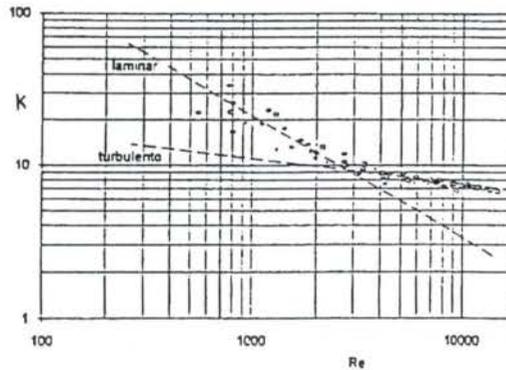


Fig. 5 - K em função do N° de Reynolds.

Nesta figura observa-se, claramente, a diferenciação dos resultados do coeficiente global de perda de carga para os regimes laminar e turbulento. Consta-se também um maior espalhamento dos pontos no regime laminar devido a maior incerteza das medidas de ΔP e \dot{m} (valores baixos).

Comportamento térmico (circulação natural). A Figura 6 fornece a temperatura da água em função do tempo para diversos níveis de potência da fonte quente. A temperatura plotada é a diferença entre a temperatura dada pelo termopar T3 no lado da perna quente do circuito primário (Fig. 3) e a temperatura inicial da água (T_i).

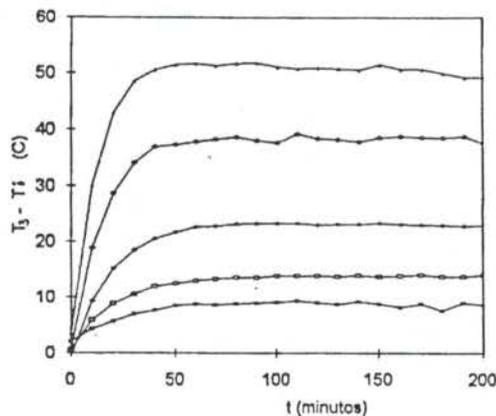


Fig. 6 - Evolução da temperatura da água na perna quente.

Frisando-se que em todos os casos manteve-se a vazão de água do secundário constante em 1 kg/s , constata-se que, independentemente do nível de potência térmica fornecida, em aproximadamente em 50 min atinge-se o

regime permanente. Por outro lado, verifica-se uma forte influência da potência da fonte quente no nível térmico de operação do "loop" em regime permanente.

A vazão de água no primário é obtida através de um balanço térmico da fonte quente em regime permanente:

$$\dot{m}_p = \dot{Q} / (T_1 - T_9) \quad (3)$$

Deste modo, é possível plotar-se (Fig. 7) o comportamento desta vazão, obtida por circulação natural, em função da potência fornecida à água na fonte quente.

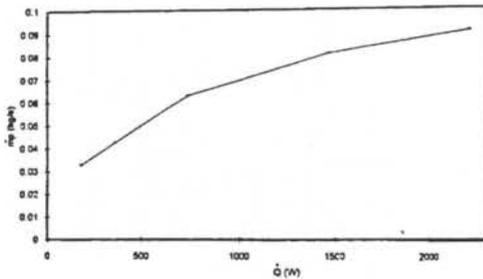


Fig. 7 - Comportamento da vazão do primário em função da potência térmica da fonte quente.

Obviamente, quanto mais elevada é a potência fornecida maior é a vazão de água. No entanto, observa-se nesta Figura 8 uma tendência da vazão de água do circuito primário tender a um valor limite.

Ao contrário da influência da potência fornecida na fonte quente, a vazão de água do circuito secundário no resfriador não mostrou influências sensíveis no comportamento térmico do "loop" principal. Três vazões foram testadas: 0,5, 1,0 e 2,0 kg/s. A Figura 8 ilustra tal fato.

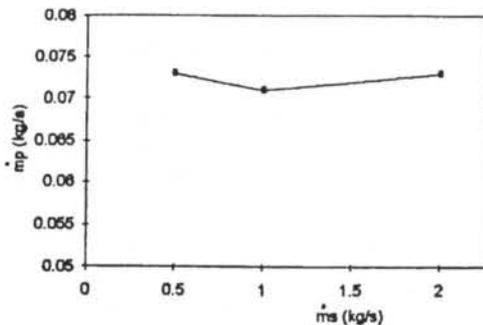


Fig. 8 - Vazão do primário em função da vazão do secundário ($\dot{Q} = 1100 \text{ w}$)

CONCLUSÕES

O presente trabalho apresenta o aparato experimental utilizado no estudo de circulação natural, obtida pelo princípio de termossifão, em circuitos fechados. São fornecidos detalhes construtivos do circuito, bem como a instrumentação utilizada para monitorar-se o comportamento termo-hidráulico do "loop".

Através de testes de circulação forçada determinou-se o coeficiente global de perda de carga associado a um trecho do circuito.

A ênfase dos resultados apresentados é relativa ao comportamento térmico nos testes de circulação natural quando o escoamento atinge o regime permanente. Somente a Figura 6 apresenta pontos experimentais associados à fase do "loop" operando em regime transiente. Oportunamente serão publicados os resultados de tal regime. Conforme mostrado, a potência da fonte quente apresenta uma forte influência sobre o comportamento térmico do circuito fechado. Por outro lado, a vazão de água do secundário não é um parâmetro relevante sobre tal comportamento.

AGRADECIMENTOS

Os três autores agradecem o apoio financeiro e material da COPESP - Coordenadoria de Projetos Especiais - Ministério da Marinha e MCT (Ministério da Ciência e Tecnologia). O autor Lavrador agradece ainda o CNPq e a FAPERJ pelas bolsas de estudo recebidas.

REFERÊNCIAS

- ASME (American Society of Mechanical Engineers), *Application (part II) of Fluid Meters*, 6th ed, 1971.
- Bastos, J.L.F. e Loureiro, L.V., "Experimental Transient Analysis of Natural Circulation in a Complex Geometry", *Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics (Proceedings)*, Vol. 1, pp. 801-806, 1993.
- Bernier, M.A. e Baliga, B. R., "A 1-D/ 2-D Model and Experimental Results for a Close Loop Thermosyphon with Vertical Heat Transfer", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 35, No. 11, pp. 2969-2982, 1992.
- Botelho, D.A., "Análise Simplificada de Sistemas Passivos de Remoção de Calor Residual de Reatores PWR de Pequeno Porte", Instituto de Engenharia Nuclear - IEN, 1991.
- Huang, B. J. e Zelaya, R., "Heat Transfer Behavior of a Rectangular Thermosyphon Loop", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 487-493, 1988.
- Lavrador et al., "Análise Transitória de um Circuito Fechado em Regime de Circulação Natural Monofásica", *Anais do CGEN 94*, Vol. 1, pp. 299-303, 1994.
- Zvirin, Y. et al., "Experimental and Analytical Investigation of a Natural Circulation System with Parallel Loops", *Journal of Heat Transfer*, vol. 103, pp. 645-652, 1981.

ABSTRACT

This work presents the experimental apparatus that was developed for the analysis of the thermo-hydraulic behavior of a water closed loop operating by thermosyphon. The instrumentation used in the loop was also presented. Friction factors were determined by forced circulation tests. Natural convection experiments were performed to study the influence of the heat and cold source conditions on the loop thermal behavior.

ANALISIS EXPERIMENTAL Y ESTUDIO DE CORRELACIONES PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN UN LECHO FLUIDIZADO 2-D DE ASERRIN EN REGIMEN BURBUJEANTE

Rogelio Moreno M.- Instituto de Materiales y Procesos Termomecánicos
Heriberto Soto C.- Instituto de Electricidad y Electrónica
Víctor Ahumada C. y Sandra Rubio R. - Escuela de Mecánica
Universidad Austral de Chile - Chile

RESUMEN

Se dan a conocer los resultados obtenidos en el análisis experimental de la transferencia de calor en un lecho fluidizado 2-D, con aplicación al caso particular de partículas de aserrín. Se estudian además un grupo de correlaciones para la predicción del coeficiente de transferencia de calor por convección entre el lecho fluidizado y una superficie inmersa. Los resultados de ambos análisis son comparados.

INTRODUCCION

La tecnología de la fluidización aplicada al secado y combustión de sólidos particulados, ha ocupado la atención de muchos investigadores, especialmente en los últimos decenios (Davidson et al., 1985). Particular atención ha recibido el estudio del fenómeno de intercambio de calor por convección entre el lecho de partículas fluidizadas y una superficie inmersa, debido a que dicho fenómeno se presenta con frecuencia en reactores de lecho fluidizado con presencia de superficies de calor en el lecho. Varios autores han demostrado que este fenómeno es altamente influenciado por las características hidrodinámicas del lecho fluidizado, especialmente por la velocidad superficial del gas fluidizante, la velocidad mínima de fluidización, el tamaño y la velocidad de ascenso de las burbujas y la expansión del lecho (Lu et al., 1993, entre otros).

Este trabajo, que constituye una prolongación de otro anterior, relacionado con el comportamiento hidrodinámico del proceso (Moreno et al., 1995b), pretende analizar experimentalmente la transferencia de calor entre un lecho fluidizado 2-D y una superficie de calor inmersa y su relación con el comportamiento hidrodinámico del lecho. Específicamente se determina el coeficiente de transferencia de calor por convección h , para velocidades inferiores y superiores a la velocidad de mínima fluidización U_{mf} teniendo como parámetros la velocidad superficial del gas U , el tamaño de partícula d_p y la temperatura T .

Los resultados son comparados con valores obtenidos de un análisis de correlaciones reportadas en la literatura. El estudio se efectúa con partículas de aserrín; por tanto, los resultados son aplicables al secado de este desecho forestal, en lecho fluidizado, si el régimen de fluidización es burbujeante, es decir, preferencialmente cuando la humedad de los sólidos en el secador ha descendido a valores inferiores a 40 %. En un estudio posterior, se analizará la influencia que ejerce la presencia de sólidos inertes en el coeficiente h , con el fin de que sean aplicables a la combustión de aserrín en lecho fluidizado, donde un gran porcentaje

de los sólidos mantenidos en suspensión, están constituidos por arena, cenizas u otro material particulado base.

EQUIPO Y ANALISIS EXPERIMENTAL

El equipo experimental se muestra en la Fig. 1 y está compuesto de un soplador centrífugo de 7.5 HP con velocidad variable entre 0 y 50 rps, medidores de flujo tipo vórtice ENDRESS+HAUSER, SWINGWIRL II DMV 6301 de 0.2 % de reproducibilidad, cuyos sensores se componen de obstrucciones con forma de cuña, colocadas en el paso de aire por la tubería. La cámara de fluidización de 0.5 x 0.1 m, fue construida en acrílico con el fin de realizar el análisis hidrodinámico del lecho (Moreno et al., 1995b) y posteriormente aislada.

El fluidizante empleado es aire en condiciones atmosféricas. Las superficies de transferencia de calor

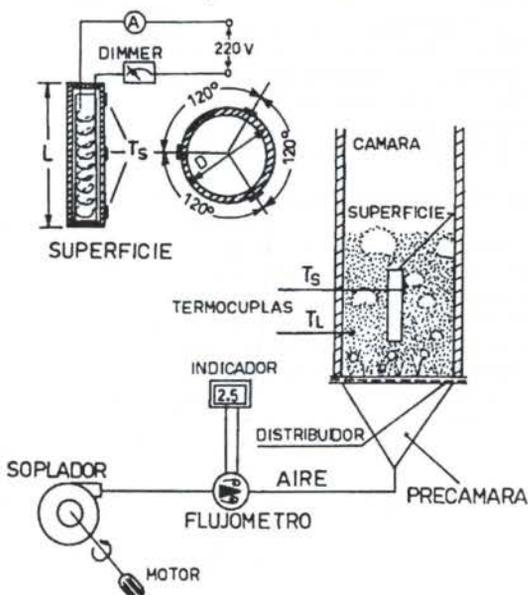


Figura 1: Equipo experimental empleado.

fueron simuladas con tubos de cobre de 0.118 m y 0.195 m de largo y de 0.0315 m de diámetro exterior; en su interior se instalaron resistencias eléctricas de 220 y 500 W de potencia máxima, respectivamente. La potencia real disipada es regulada a través de un dimmer y calculada con datos de corriente obtenidos con un amperímetro de 0.01 A de resolución y 1.5 % de exactitud. Se midieron temperaturas del lecho y de la superficie, empleando termocuplas de inmersión tipo K en el primer caso y termocuplas de contacto superficial tipo T en el segundo, con una resolución de 0.1 K y una exactitud de 0.4 K. Las termocuplas superficiales se posicionaron según lo mostrado en la Fig. 1, con el fin de detectar diferencias de temperatura entre puntos distanciados axialmente y angularmente sobre la superficie; dichas diferencias no fueron superiores a 1 K y se consideró el promedio de ellas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor convectivo. Los datos empíricos fueron obtenidos en régimen permanente, para lo cual hubo que esperar, en algunos casos, más de 60 minutos entre una medición y otra, al variar la condición de operación en cuanto a velocidad, temperatura o tamaño de partícula. El cálculo del coeficiente h , se efectuó con la ecuación

$$h = \frac{Q}{A(T_p - T_s)} \quad (1)$$

El distribuidor consistió de un plato de acero de 1×10^{-3} m de espesor, multiorificio, con perforaciones de 1×10^{-3} m de diámetro y una fracción de área libre de 4.9 %.

Las partículas fluidizadas corresponden a aserrín de *Pinus Radiata* D. Don, con contenido de humedad de equilibrio y tamaño de partícula entre 0.89 y 3.56×10^{-3} m.

La incertidumbre global en la determinación experimental de h , se estima en un ± 8 %, en base a la exactitud y reproducibilidad de los instrumentos empleados y a las pérdidas de calor axiales de los tubos, ya que, si bien fueron aislados en sus extremos, esto no siempre es totalmente logrado.

ANÁLISIS DE CORRELACIONES

Según la teoría bifásica de Davidson-Harrison (1985) para un lecho fluidizado, la cual para el caso particular del aserrín ya ha sido validada (Moreno et al., 1995b), se puede postular que el coeficiente de transferencia de calor por convección lecho-superficie h , se puede calcular como la suma ponderada de h_c (fase continua) y h_d (fase discreta) (Xavier y Davidson, 1985; Ebert et al., 1993; Lu et al., 1993)

$$h = h_c(1 - f_b) + h_d f_b \quad (2)$$

$$h_c = h_{gc} + h_{pc} \quad (3)$$

donde h_{gc} y h_{pc} son las componentes convectivas del gas intersticial y de las partículas, respectivamente; f_b es la fracción de la superficie de calor en contacto con la fase discreta, la cual relaciona la hidrodinámica del lecho con la transferencia de calor y es función del exceso de gas por sobre la condición de mínima fluidización $U - U_{mf}$ y de la velocidad de ascenso de las burbujas u_b (Lu et al., 1993). En un estudio anterior, se determinó la variación de f_b con U y u_b (Moreno et al., 1995a). En dicho trabajo también se dan a conocer las correlaciones para la determinación de las propiedades termofísicas del sistema aire-aserrín.

En la determinación de h_{pc} se puede emplear el modelo de Gabor (1970), válido para superficies verticales cilíndricas

$$h_{pc} = \sqrt{\frac{4k_g \rho_g U C_p}{\pi L} + \frac{k_p}{D}} \quad (4)$$

y para el cálculo de h_{gc} el modelo de Mickley y Fairbanks (1955), el cual fue modificado posteriormente por Baskakov (1964), para tener en cuenta la resistencia de pared del gas que existe entre las partículas y la superficie. El espesor de la capa de gas δ_v , adyacente a la superficie, es una fracción de d_p ,

$$h_{pc} = \frac{1}{0.5 \sqrt{\frac{\pi t}{k_g C_p \rho_b} + \frac{\delta_v}{k_{sw}}}} \quad (5)$$

$$\delta_v = \frac{d_p}{x} \quad (6)$$

RESULTADOS

En la Fig. 2, se muestra la variación del coeficiente h , en función de la velocidad superficial del aire, obtenido experimentalmente, para un tamaño de partícula de 1.59×10^{-3} m y superficies verticales de 0.118 y 0.195 m de alto. Se comprueba que éste, experimenta un aumento leve, con la velocidad del aire, en la región de lecho fijo ($U < U_{mf}$), para luego alcanzar un máximo cuando $U > U_{mf}$. El aumento del coeficiente h , se atribuye a la generación y velocidad de ascenso de la fase discreta (compuesta de burbujas) en el lecho; las burbujas van en aumento a medida que crece la velocidad superficial del aire más allá de U_{mf} . Esto produce una disminución del tiempo de residencia de la fase emulsionada en contacto con la superficie de transferencia de calor. Esta tendencia también fue observada en un trabajo previo, para una columna de fluidización cilíndrica (Moreno et al., 1995a).

Se efectuaron ensayos con diferentes tamaños de partículas, obteniéndose curvas similares, de las cuales es posible inferir la tendencia de h_{max} en función del

tamaño de partícula. Este resultado se muestra en la Fig. 3, para las dos superficies verticales estudiadas, junto con los resultados anteriores para columna cilíndrica. La tendencia decreciente y posteriormente

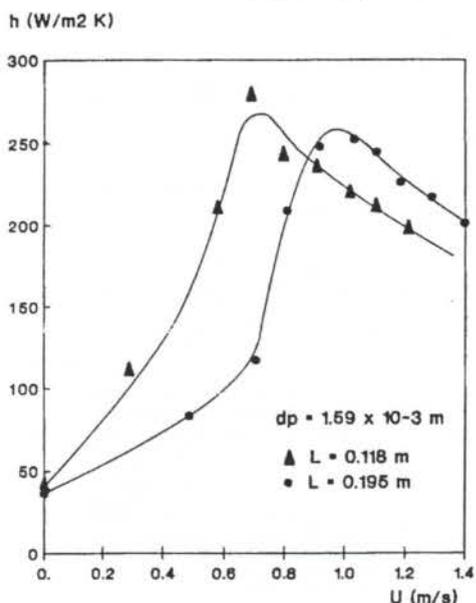


Figura 2: Variación del coeficiente h con la velocidad superficial del aire.

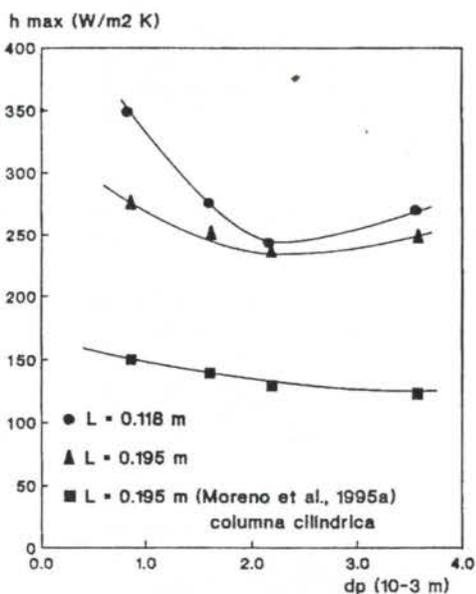


Figura 3: Variación de h_{max} con el tamaño de partícula y comparación con resultados en columna cilíndrica.

creciente con d_p es similar a la reportada por otros autores (Xavier y Davidson, 1985, entre otros), atribuyéndose el descenso del coeficiente h , en el rango de pequeño diámetro de partícula, al aumento de la resistencia de Baskakov, cuando el tamaño de partícula crece; el leve aumento posterior con d_p , se

debe al efecto convectivo del gas producto de las mayores velocidades empleadas al fluidizar partículas más grandes.

Respecto del trabajo anterior, en columna cilíndrica, este estudio generó coeficientes mayores, lo cual se atribuye a que en la operación de la columna circular se produjo un régimen fluidizado empistonado con burbujas que presentan más dificultad en ascender que en la columna 2-D; en este último caso, la fluidización se llevó a cabo en burbujeamiento libre (Moreno et al., 1995b), lo cual induce a una velocidad de ascenso mayor de la fase continua.

Los resultados obtenidos con la superficie de 0.195 m de alto fueron cuantitativamente menores que los de la de 0.118 m. Este resultado es bien soportado por la teoría (Xavier y Davidson, 1985) y por las correlaciones que se analizaron; al crecer la altura de la superficie, el espesor de la capa límite del lecho fluidizado, adyacente a la pared, también aumenta, con el consecuente aumento de la resistencia térmica y una disminución del coeficiente de transferencia de calor.

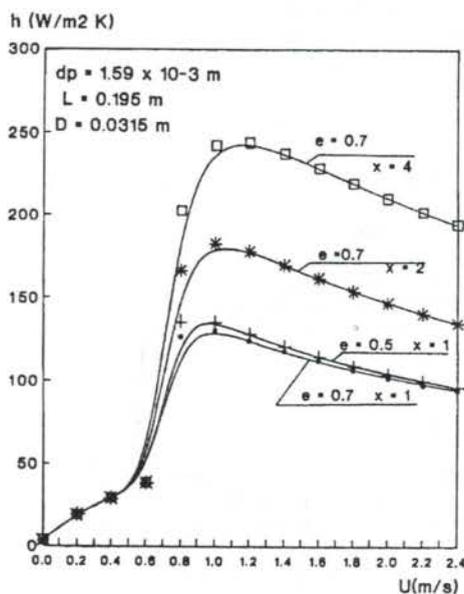


Figura 4: Variación del coeficiente h con la velocidad U , según correlaciones.

Los resultados obtenidos con las correlaciones analizadas, se presentan en la Fig. 4, para partículas de 1.59×10^{-3} m y algunos valores de x . Se puede concluir, que las correlaciones arrojan resultados similares a los experimentales, en términos cualitativos, pero con diferencias importantes en términos cuantitativos. Sin embargo, el parámetro x de la resistencia de pared de Baskakov, puede ser ajustado de tal manera que ellas puedan predecir con fiabilidad el valor máximo del coeficiente h , tal como se muestra en la Tabla 1.

Las diferencias entre los valores experimentales y los de las correlaciones son atribuidas a que las correlaciones han sido obtenidas para sistemas diferentes al aquí estudiado. También es importante considerar que las partículas de aserrín presentan una

alta heterogeneidad en cuanto a su geometría, densidad y humedad y el lecho presenta una alta porosidad e.

Tabla 1: Comparación de h_{exp} vs. h_{calc}

d_p (10^{-3} m)	h_{exp} ($W/m^2 K$)	h_{calc} ($W/m^2 K$)	x
0.89	274	265	14
1.59	251	245	4
2.18	238	240	2.5
3.56	251	260	1.5

$L = 0.195$ m

Desde el punto de vista de la temperatura, no hubo diferencias significativas en el coeficiente de transferencia de calor, al variar la temperatura media del lecho, tal como se aprecia en la Tabla 2. Estos resultados, obtenidos con las correlaciones descritas, fueron validados experimentalmente en el rango de baja temperatura; las experiencias sólo pudieron ser

Tabla 2: Variación de h_{max} con la temperatura

T_{media} (K)	318	343	393	443	493	543
h_{max} ($W/m^2 K$)	240	245	256	265	274	282

$d_p = 1.59 \times 10^{-3}$ m; $L = 0.195$ m

efectuadas con temperaturas de superficie inferiores a 473 K; a temperaturas superiores, se detectó principio de combustión del aserrín, especialmente con bajas velocidades de aire, debido a la menor remoción de calor desde la superficie.

CONCLUSIONES

Los resultados obtenidos confirman la existencia de un máximo en el coeficiente de transferencia de calor lecho-superficie para un sistema aire-aserrín, si la velocidad de operación es superior a U_{mf} , al igual como ha sido reportado en la literatura para otros sistemas fluidizados.

Los valores máximos del coeficiente de transferencia de calor para una superficie vertical en el lecho 2-D, oscilaron entre 238 y 350 $W/m^2 K$, por tanto, mayores que los obtenidos anteriormente en una columna circular (126-149 $W/m^2 K$).

Los valores de h_{max} , son inversamente proporcional al tamaño de partícula, en el rango entre 0.89 a 2.5 $\times 10^{-3}$ m y luego se observó una leve reversión en este comportamiento. También son inversamente proporcional a la altura de la superficie de calor.

La temperatura de operación, en el rango 323-473 K, no influyó en el coeficiente de transferencia de calor.

Los valores experimentales de h_{max} con respecto a los calculados, son concordantes, para una superficie vertical de 0.195 m, cuando el espesor de la película de gas adyacente a la superficie inmersa, δ_w , se hace variar entre $d_p/14$ y $d_p/1.5$, al variar el tamaño de partícula desde 0.89 a 3.56 $\times 10^{-3}$ m.

AGRADECIMIENTOS

A CONICYT por el apoyo al proyecto de investigación FONDECYT 1930357.

REFERENCIAS

Baskakov, A.P., "The mechanism of heat transfer between a fluidized bed and a surface", *Int. Chem. Eng.*, Vol.4, pp.320, 1964.

Davidson, J.F., Clift, R. and Harrison, D., "Fluidization", Academic Press, London, 1985.

Ebert, T.A., Glicksman, L.R. and Lints, M., "Determination of particle and gas convective heat transfer components in a circulating fluidized bed", *Chem. Eng. Sci.*, Vol.48, N°12, pp.2179-2188, 1993.

Gabor, J., "Heat transfer to particle beds with gas flows less than or equal to that required for incipient fluidization", *Chem. Eng. Sci.*, Vol.25, pp.979-984, 1970.

Lu, J.D., Flamant, G. and Snabre, P., "Towards a generalized model for vertical walls to gas-solid fluidized beds heat transfer-I. Particle convection and gas convection", *Chem. Eng. Sci.*, Vol.48, N°13, pp.2479-2492, 1993.

Mickley, H.S. and Fairbanks, D.F., "Mechanism of heat transfer to fluidized beds", *AIChE J.*, Vol.1, pp.374-384, 1955.

Moreno, R., Ríos, R., Soto, H. y Paredes, M., "Relación mecánica entre hidrodinámica y transferencia de calor en un lecho fluidizado de aserrín", *Rev. Información Tecnológica*, Vol.6, N°1, pp.39-46, 1995a.

Moreno, R., Mundaca, M., Ríos, R. y Soto, H., "Experimental study on bed expansion in a sawdust bubbling fluidized bed", *Latin American Applied Research*, en prensa, 1995b.

Xavier, A.M. and Davidson, J.F., "Heat transfer in fluidized beds: convective heat transfer in fluidized beds", in *Fluidization*, (J. F. Davidson et al. eds.), Academic Press, London, pp.437-464, 1985.

ABSTRACT

Experimental results are presented for the heat transfer analysis in a sawdust 2-D fluidized bed. Furthermore, the experimental data were compared with model predictions on bed-surface convective heat transfer coefficient in a bubbling fluidized bed.

**ATRITO VISCOZO E TRANSFERÊNCIA DE CALOR NO
ESCOAMENTO LAMINAR LONGITUDINAL A UM CILINDRO**

Roberto Firmento de Noronha - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal Fluminense - Brasil
Francisco Eduardo Mourão Saboya - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal Fluminense - Brasil

RESUMO

As equações da camada limite laminar para o escoamento longitudinal a um cilindro apresentam não similaridade devido à curvatura transversal. O Método de Não Similaridade Local, específico para a resolução de problemas não similares, é utilizado para a solução do problema não linear da camada limite. No presente trabalho, calcula-se os coeficientes de atrito e números de Nusselt locais para os casos de escoamentos desacelerados, uniformes e acelerados. Calcula-se também o número de Nusselt local para escoamentos uniformes com geração de calor por atrito. Investiga-se ainda a possibilidade da utilização dos resultados para escoamento ao longo de cunhas (curvatura nula) nos problemas de escoamento longitudinal ao longo de cilindros.

INTRODUÇÃO

Os problemas de camada limite são similares quando é possível a transformação das equações do problema em equações diferenciais ordinárias. Neste trabalho existe não similaridade ocasionada pela curvatura do cilindro transversal ao escoamento.

No presente trabalho o Método de Não Similaridade Local (MNSL) desenvolvido por Sparrow e outros (1970), (1971) foi utilizado. Seban e Bond (1951) apresentaram soluções obtidas por desenvolvimento em séries. A série tinha três termos e era válida no início da camada limite. Outras soluções foram apresentadas mas elas se restringiram ao caso de velocidade potencial uniforme.

Neste trabalho foram calculados os coeficientes de atrito e números de Nusselt locais para escoamento potencial desacelerado, uniforme, acelerado e superfície do cilindro isotérmica. Calculou-se ainda o número de Nusselt local para escoamento uniforme com geração de calor por atrito. Finalmente investigou-se a possibilidade da utilização de valores obtidos das equações para cunhas nos problemas de escoamento longitudinal a cilindros.

ANÁLISE TEÓRICA

Uma representação do problema pode ser visto na Fig. 1. A configuração é um meio de se obter velocidade potencial $U = U(x)$ variável.

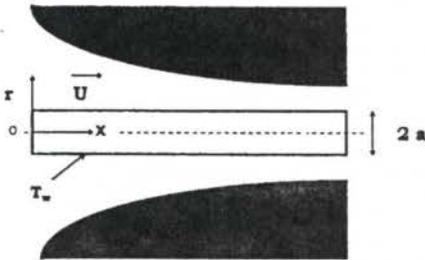


Figura 1. Cilindro com velocidade potencial variável.

As equações para o escoamento são:

$$\frac{\partial}{\partial x}(ru) + \frac{\partial}{\partial r}(rv) = 0 \quad (1)$$

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial r} = \nu \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + U \frac{dU}{dx} \quad (2)$$

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\nu}{c_p} \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 \quad (3)$$

As condições de contorno são:

$$r = a : u = v = 0 \quad \text{e} \quad T = T_w(x) \quad (4)$$

$$r \rightarrow \infty : u = U(x) \quad \text{e} \quad T = T_\infty \quad (5)$$

A nomenclatura é a seguinte: $u = u(x, r)$ é a velocidade axial, x e r são as coordenadas axial e radial respectivamente, $v = v(x, r)$ é a velocidade radial, ν é a viscosidade cinemática, $T = T(x, r)$ é a temperatura do fluido, α é a difusividade térmica, $T_w = T_w(x)$ é a temperatura da parede do cilindro e C_p é o calor específico à pressão constante.

Define-se, como usual, a função corrente Ψ tal que:

$$u = \frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial r} \quad \text{e} \quad v = -\frac{1}{r} \frac{\partial \Psi}{\partial x} \quad (6)$$

Dessa forma a Eq. (1) é satisfeita. Define-se uma transformação de variáveis $(x, r) \rightarrow (\xi, \eta)$:

$$\xi = \frac{2}{a} \sqrt{\frac{\nu x}{U}} \quad \text{e} \quad \eta = \frac{r^2 - a^2}{2a} \sqrt{\frac{U}{\nu x}} \quad (7)$$

Introduzindo-se as funções adimensionais:

$$f(\xi, \eta) = \frac{\Psi}{a\sqrt{\nu x U}} \quad \text{e} \quad \theta(\xi, \eta) = \frac{T - T_\infty}{T_w - T_\infty} \quad (8)$$

as Eqs. (2) e (3) se transformam nas seguintes equações:

$$(1 + \xi\eta)f''' + \left(\xi + \frac{1+m}{2}f \right) f'' - m(f')^2 + m = \xi \frac{1-m}{2} \left(f' \frac{\partial f'}{\partial \xi} - f'' \frac{\partial f}{\partial \xi} \right) \quad (9)$$

$$(1 + \xi\eta)\theta'' + \left(\xi + \frac{1+m}{2}Prf \right) \theta' - nPrf'\theta + Pr = Ec(1 + \xi\eta)(f'')^2 = \xi Pr \frac{1-m}{2} \left(f' \frac{\partial \theta}{\partial \xi} - \theta' \frac{\partial f}{\partial \xi} \right) \quad (10)$$

onde η designa $\frac{\partial}{\partial \eta}$, $m = \frac{x}{U} \frac{dU}{dx}$, $n = \frac{x}{T_w - T_\infty} \frac{dT_w}{dx}$, $(T_w - T_\infty)$, $Pr = \frac{\nu}{\alpha}$ (número de Prandtl) e $Ec = \frac{U^2}{C_p(T_w - T_\infty)}$ (número de Eckert). As Eqs. (4) e (5) se transformam em:

$$\eta = 0; \quad f' = 0, \quad \theta = 1 \quad \text{e} \quad (1+m)f + (1-m) \cdot \xi \frac{\partial f}{\partial \xi} = 0 \quad (11)$$

$$\eta \rightarrow \infty; \quad f' = 1 \quad \text{e} \quad \theta = 0 \quad (12)$$

Supondo $U = Ax^{m_1}$, e $T_w - T_\infty = Bx^{n_1}$, onde A, B, m_1 , e n_1 , são constantes, pode-se facilmente mostrar que $m = m_1 = cte.$ e $n = n_1 = cte.$

Quando $\xi \rightarrow 0$ o problema se torna similar e as Eqs. (9), (10), (11) e (12) representam o escoamento ao longo de cunhas.

Método de Não Similaridade Local. Para a aplicação do MNSL define-se:

$$g = \frac{\partial f}{\partial \xi} \quad \text{e} \quad \phi = \frac{\partial \theta}{\partial \xi} \quad (13)$$

As Eqs. (9), (10), (11) e (12) se transformam para:

$$(1 + \xi \eta) f''' + \left(\xi + \frac{1+m}{2} f \right) f'' - m(f')^2 + m = \xi \frac{1-m}{2} (f'g' - f''g) \quad (14)$$

$$(1 + \xi \eta) \frac{\theta''}{Pr} + \left(\frac{\xi}{Pr} + \frac{1+m}{2} f \right) \theta' - n f' \theta + Ec \cdot (1 + \xi \eta) (f'')^2 = \xi \frac{1-m}{2} (f' \phi - g \theta') \quad (15)$$

$$f'(\xi, 0) = 0, \quad \theta(\xi, 0) = 1, \quad (1+m)f(\xi, 0) + (1-m)\xi g(\xi, 0) = 0 \quad (16)$$

$$f'(\xi, \infty) = 1, \quad \theta(\xi, \infty) = 0 \quad (17)$$

Diferenciando-se as Eqs. (14), (15), (16) e (17) em relação a ξ e desprezando-se $\frac{\partial^2}{\partial \xi^2}$ obtém-se:

$$(1 + \xi \eta) g''' + \left(\xi + \frac{1+m}{2} f + \xi \frac{1-m}{2} g \right) g'' - \frac{3m+1}{2} f'g' - \frac{1-m}{2} \xi (g')^2 + f''g + \eta f''' + f'' = 0 \quad (18)$$

$$(1 + \xi \eta) \frac{\phi''}{Pr} + \left(\frac{\xi}{Pr} + \frac{1+m}{2} f + \frac{1-m}{2} \xi g \right) \phi' - \left(\frac{2n+1-m}{2} f' + \frac{1-m}{2} \xi g' \right) \phi + \eta \frac{\theta''}{Pr} + \left(\frac{1}{Pr} + g \right) \theta' - n g' \theta + Ec \left[2(1 + \xi \eta) f'' g'' + \eta (f''')^2 \right] + (1 + \eta \xi) (f'')^2 \frac{dEc}{d\xi} = 0 \quad (19)$$

$$g'(\xi, 0) = 0, \quad \phi(\xi, 0) = 0, \quad g(\xi, 0) = 0 \quad (20)$$

$$g'(\xi, \infty) = 0, \quad \phi(\xi, \infty) = 0 \quad (21)$$

As Eqs. (14) — (21) devem ser resolvidas em cada posição ξ para as incógnitas f, g, θ e ϕ .

Coefficiente de atrito e número de Nusselt locais. O coeficiente de atrito e o número de Nusselt locais são definidos por:

$$C_f = \frac{2\tau_w}{\rho U^2} \quad \text{e} \quad Nu = \frac{hx}{k} \quad (22)$$

onde τ_w é o atrito, ρ a densidade, h o coeficiente de troca de calor e k a condutividade térmica. Fazendo uso de:

$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)_{r=a} \quad \text{e} \quad h = \frac{k \left(\frac{\partial T}{\partial r} \right)_{r=a}}{T_w - T_\infty} \quad (23)$$

pode-se facilmente mostrar que:

$$C_f \sqrt{Re} = 2f''(\xi, 0) \quad \text{e} \quad \frac{Nu}{\sqrt{Re}} = -\theta'(\xi, 0) \quad (24)$$

onde $Re = \frac{Ux}{\nu}$ é o número de Reynolds local.

MÉTODO NUMÉRICO

A solução do sistema de equações formado pelas Eqs. (14) — (21) foi conseguida, pelo método de Runge-Kutta. O método torna necessário o conhecimento das condições iniciais $f''(\xi, 0)$, $g''(\xi, 0)$, $\theta'(\xi, 0)$ e $\phi'(\xi, 0)$. O procedimento envolveu o refinamento iterativo de valores iniciais arbitrados a estas funções, até que as condições assintóticas $f'(\xi, \infty)$, $g'(\xi, \infty)$, $\theta(\xi, \infty)$ e $\phi(\xi, \infty)$, fossem satisfeitas dentro de uma tolerância especificada. O método assim esboçado foi desenvolvido por Nachtsheim e Swigert (1965). Maiores detalhes podem ser encontrados em Noronha (1983).

Deve-se observar que para $\xi = cte$ o sistema formado pelas Eqs. (14) — (21) é equivalente a um sistema de equações diferenciais ordinárias em η .

RESULTADOS

Foram obtidos resultados para ξ variando de zero a cinco. Utilizou-se o valor 0,7 para o número de Prandtl (ar) e o parâmetro n nulo. Resolveu-se inicialmente com o número de Eckert nulo (energia dissipada por atrito desprezível) e o parâmetro m variando de - 0,05 a 1000. Em seguida resolveu-se com m nulo e o número de Eckert Ec variando de -10 a 8.

Os valores de $C_f \sqrt{Re}$ e Nu/\sqrt{Re} obtidos com $Ec = 0$ estão nas Tabelas 1 e 2. Os valores de Nu/\sqrt{Re} com $Ec \neq 0$ estão na Tabela 3. Os valores de $C_f \sqrt{Re}$ com $Ec \neq 0$ são idênticos aos com $Ec = 0$ já que com propriedades constantes e convecção forçada, a equação da energia não afeta a equação da quantidade de movimento.

As Tabelas 1 e 2 mostram que $C_f \sqrt{Re}$ e Nu/\sqrt{Re} aumentam com o aumento de m e de ξ . A Tabela 3 mostra que para ξ fixo, Nu/\sqrt{Re} diminui com o aumento de Ec . Para Ec fixo e $Nu/\sqrt{Re} > 0$ nota-se que um crescimento de ξ provoca o aumento de Nu/\sqrt{Re} . Por outro lado, quando $Nu/\sqrt{Re} < 0$ e Ec fixo, um aumento de ξ provoca uma diminuição de Nu/\sqrt{Re} . Verifica-se ainda que para cada valor de ξ existe um Ec para o qual $Nu/\sqrt{Re} = 0$. A Tabela 4 mostra os valores de Ec .

Tabela 1. Valores de $C_f\sqrt{Re}$.

m	$\xi = 0,0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,5	2,0	5,0
-0,05	0,426967	0,504076	0,571927	0,633755	0,691289	0,745578	0,986141	1,196439	1,389173	2,372325
0	0,664115	0,730361	0,791531	0,848954	0,903471	0,955639	1,192358	1,403501	1,598864	2,605261
1/3	1,514894	1,571101	1,625503	1,678353	1,729850	1,780149	2,017447	2,237288	2,444718	3,540547
1/2	1,799433	1,854687	1,908463	1,960940	2,012262	2,062547	2,301324	2,524096	2,735167	3,856838
2/3	2,045319	2,100026	2,153458	2,205749	2,257012	2,307343	2,547415	2,772516	2,986446	4,128496
1	2,465175	2,519284	2,572357	2,624486	2,675747	2,726210	2,968367	3,197000	3,415244	4,588355
2	3,430136	3,483599	3,536335	3,588389	3,639803	3,690614	3,936687	4,171626	4,397589	5,627851
3	4,178220	4,231463	4,284114	4,336203	4,387756	4,438802	4,687169	4,925723	5,156149	6,420708
5	5,370560	5,423631	5,476244	5,528417	5,580166	5,631508	5,882601	6,125429	6,361197	7,668333
10	7,570260	7,623215	7,675845	7,728159	7,780167	7,831876	8,086205	8,334132	8,576378	9,937949
1000	75,457153	75,510071	75,562943	75,615799	75,668610	75,721405	75,984833	76,247452	76,509293	78,064270

Tabela 2. Valores de Nu/\sqrt{Re} . ($Ec = n = 0, Pr = 0,7$.)

m	$\xi = 0,0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,5	2,0	5,0
-0,05	0,265376	0,300504	0,331810	0,360633	0,387669	0,413342	0,528461	0,630310	0,724252	
0	0,292680	0,324327	0,353539	0,380963	0,407003	0,431929	0,545115	0,646219	0,739854	
1/3	0,384156	0,411344	0,437323	0,462305	0,486446	0,509866	0,618811	0,718278	0,811359	1,298164
1/2	0,416190	0,442477	0,467751	0,492169	0,515854	0,538897	0,646714	0,745700	0,838641	1,326387
2/3	0,444858	0,470381	0,495046	0,518971	0,542250	0,564956	0,671724	0,770243	0,862980	1,351478
1	0,495866	0,520036	0,543601	0,566617	0,589135	0,611198	0,715880	0,813352	0,905555	1,394429
2	0,621220	0,642027	0,662714	0,683252	0,703616	0,723798	0,821845	0,915436	1,005153	1,489935
3	0,723996	0,742167	0,760478	0,778867	0,797291	0,815718	0,907038	0,996169	1,082798	1,559372
5	0,894051	0,908459	0,923218	0,938270	0,953564	0,969060	1,048270	1,128478	1,208286	1,663751
10	1,218771	1,228190	1,238022	1,248239	1,258801	1,269687	1,328018	1,390692	1,455838	1,857509
1000	11,711330	11,711481	11,711674	11,711910	11,712191	11,712516	11,714867	11,717987	11,722358	11,769623

Tabela 3. Valores de Nu/\sqrt{Re} . ($m = n = 0, Pr = 0,7$.)

Ec	$\xi = 0,0$	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,5	2,0
-10	1,515668	1,678906	1,754927	1,865351	1,971298	2,073528	2,545179	2,973137	3,373131
-5	0,904175	0,981617	1,054234	1,123157	1,189150	1,252726	1,545141	1,809677	2,056492
-1	0,414979	0,455785	0,493678	0,529401	0,563432	0,596089	0,745120	0,878910	1,003181
0	0,292680	0,324327	0,353539	0,380963	0,407003	0,431929	0,542115	0,646219	0,739854
2		0,061411	0,073261	0,084086	0,094143	0,103609	0,145104	0,180835	0,213199
2,39	0,000386	0,010142	0,018607	0,026195	0,033136	0,039587			
4	-0,196515	-0,201505	-0,207016	-0,212792	-0,218716	-0,224711	-0,254906	-0,284549	-0,313457
6	-0,441113	-0,464421	-0,487294	-0,509669	-0,531575	-0,553030	-0,654917	-0,749933	-0,840112
8	-0,685711	-0,727337	-0,767572	-0,806547	-0,844434	-0,881350	-1,054925	-1,215316	-1,366767

Tabela 4. Valores de Ec para $Nu/\sqrt{Re} = 0$. ($m = n = 0, Pr = 0,7$.)

ξ	Ec para $Nu/\sqrt{Re} = 0$
0	2,39
0,1	2,47
0,2	2,52
0,3	2,57
0,4	2,60
0,5	2,63
1,0	2,73
1,5	2,78
2,0	2,81

Nos casos em que $\xi = 0$, as equações do cilindro se identificam com as equações da cunha, resolvidas por Evans (1968). Pode-se então calcular, para cada m ou Ec a partir de qual ξ não é mais possível se aproximar $C_f\sqrt{Re}$ e Nu/\sqrt{Re} dos cilindros pelos valores correspondentes das

cunhas. Tomou-se como limite 5% a mais em relação aos valores de $\xi = 0$ para que os resultados dos cilindros pudessem ser aproximados pelos das cunhas. As Tabelas 5 e 6 dão os valores limites de ξ dentro do critério de 5%.

Tabela 5. Valores limites de ξ . ($Ec = n = 0, Pr = 0,7$.)

m	ξ para $C_f\sqrt{Re}$ 5% maior	ξ para Nu/\sqrt{Re} 5% maior
-0,05	0,026	0,036
0	0,049	0,045
1/3	0,136	0,070
2/3	0,189	0,087
1	0,231	0,103
2	0,326	0,149
3	0,399	0,198
5	0,515	0,304
10	0,728	0,590
1000	7,283	17,9

Tabela 6. Valores limites de ξ . ($m = n = 0, Pr = 0,7$).

Ec	ξ para Nu/\sqrt{Re} 5% maior
-10	0,061
-5	0,058
-1	0,051
0	0,045
2,39	0,0002
4	0,187
6	0,095
8	0,082

As Tabelas 7 e 8 mostram os resultados de Evans (1968), Mendes (1979) e os do presente trabalho. Os resultados são válidos para $\xi = 0$ e mostram uma excelente concordância.

Tabela 7. Valores de $C_f\sqrt{Re}$, para $\xi = 0$, obtidos do MNSL, Mendes (1979) e Evans (1968).

m	MNSL	Mendes	Evans
0	0,664115	0,664115	0,6641145
1/3	1,514894	1,514895	1,5148951
2/3	2,045319	2,045320	2,0453194
1	2,465175	2,465175	2,4651752
3	4,178220	4,178221	
5	5,370560	5,370560	5,3705599
10	7,570260	7,570261	
1000	75,457153	75,457203	

Tabela 8. Valores de Nu/\sqrt{Re} para $\xi = 0$ obtidos do MNSL, Mendes (1979) e Evans (1968). ($n = 0, Pr = 0,7$).

m	Ec	MNSL	Mendes	Evans
0	0	0,292680	0,292682	0,292678
1/3	0	0,384156	0,384162	0,384156
2/3	0	0,444858	0,444864	0,444859
1	0	0,495866	0,495831	0,495865
3	0	0,723996	0,724021	
5	0	0,894051	0,894155	0,894047
10	0	1,218771	1,218926	
1000	0	11,711330	11,71213	
0	-10	1,515668	1,5156657	
0	-5	0,904175	0,9041736	
0	-1	0,414979	0,4149799	
0	2,39	0,000386	0,00	
0	4	-0,196515	-0,1965118	
0	6	-0,441113	-0,4411085	
0	8	-0,685711	-0,6857054	

COMENTÁRIOS FINAIS

O método utilizado mostrou-se adequado ao problema e uma excelente concordância com resultados da literatura, para $\xi = 0$, foi constatada. Foi verificado que a utilização dos resultados para escoamento ao longo de cunhas, pode produzir erros grosseiros quando ξ cresce.

Finalmente deve-se notar que o MNSL é relativamente antigo pois foi desenvolvido na década de 70. Todavia ele tem sido muito utilizado nos dias atuais pois se mostrou muito preciso na solução de problemas da camada limite. Recentemente Vargas (1992) usou o MNSL em problemas de convecção mista para situações de difícil convergência numérica.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao Ministério de Ciência e Tecnologia e ao CNPq pelo apoio durante a realização desse trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Evans, H.L., "Laminar Boundary-Layer Theory", Addison Wesley, Reading, EUA, 1968.
- Mendes, P.R.S., "Análise da Camada Limite Através da Transformação de Crocco", Tese de Mestrado, PUC, Rio de Janeiro, RJ, 1979.
- Nachtsheim, P.R., Swigert, P., "Satisfaction of Asymptotic Boundary Conditions in Numerical Solution of Systems of Nonlinear Equations of Boundary-Layer Type", TN D-3004, NASA, 1965.
- Noronha, R.F. de, "Estudo da Camada Limite Laminar no Escoamento Longitudinal a um Cilindro", Tese de Mestrado, UFP, João Pessoa, PB, 1983.
- Seban, R.A., Bond, R., "Skin Friction and Heat Transfer Characteristics of a Laminar Boundary-Layer on a Cylinder in Axial Incompressible Flow", Journal of the Aeronautical Sciences, vol. 18, pp. 671-675, 1951.
- Sparrow, E.M. e outros, "Local Nonsimilarity Boundary-Layer Solutions", AIAA Journal, Vol. 8, pp. 1936-1942, 1970.
- Sparrow, E.M. e outros, "Local Nonsimilarity Thermal Boundary-Layer Solutions", Journal of Heat Transfer, Vol. 93, pp. 328-334, Series C, 1971.
- Vargas, J.V.C., "Método de Varredura de Valores Iniciais para Solução de Problemas Não Similares de Camada Limite Aplicado a uma Cunha em Convecção Mista", Tese de Mestrado, PUC-Rio, Rio de Janeiro, RJ, 1992.

ABSTRACT

The laminar boundary layer equations for the longitudinal flow along a cylinder present nonsimilarity due to the transverse curvature. The Local Nonsimilarity Method is used to solve the problem and the transport coefficients are calculated for several situations.

CÁLCULO DO COEFICIENTE DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR CONVECTIVO INCORPORANDO O EFEITO INTRAPARTÍCULA EM REGENERADORES DE CALOR

Wajdi M. Hasan - Depto. de Engenharia de Sistemas Químicos / FEQ
Universidade Estadual de Campinas
Alberto L. de Andrade - Depto de Engenharia de Sistemas Químicos / FFQ
Universidade Estadual de Campinas

RESUMO

Neste trabalho é apresentada uma metodologia para a determinação do coeficiente de transferência de calor convectivo em regeneradores de calor de leito fixo, fazendo-se uso do modelo intrapartícula. Uma montagem experimental foi utilizada, propiciando a obtenção de dados experimentais com três diferentes diâmetros, todos eles constituídos de um leito de partículas esféricas de vidro. Foram obtidas correlações do tipo $j_R \phi = a Re_m^b$ para escoamento contracorrente e unidirecional.

INTRODUÇÃO

Regeneradores de calor são trocadores de calor para gases, que se caracterizam por possuírem em seu interior uma matriz sólida de estrutura celular, que atua como superfície de troca térmica. Os gases quente e frio escoam alternadamente sobre esta matriz, estabelecendo um processo transiente de transferência de calor. Após sucessivos ciclos de aquecimento e resfriamento, o regenerador atinge o equilíbrio cíclico, ou seja, as temperaturas do sólido e do gás passam a se repetir ciclicamente.

O modelo mais simples empregado no estudo de regeneradores é o modelo de Schumann, que considera apenas a transferência de calor através da convecção gás-sólido. Outro modelo muito utilizado em leitos de materiais de baixa condutividade térmica é o modelo da condução intrapartícula, para o qual Luporini (1994) obteve uma solução analítica, considerando apenas o comportamento térmico das partículas que compõem o leito.

Dentre as principais técnicas experimentais utilizadas para a obtenção de dados para a transferência de calor estão a técnica do primeiro período e a do equilíbrio cíclico. Na primeira técnica podemos destacar o trabalho de Handley e Heggs (1968), enquanto que na segunda técnica podemos citar o trabalho de Heggs e Burns (1990), sendo que ambos calcularam o coeficiente de transferência de calor (h) a partir do modelo de Schumann. Wakao et al (1979), fizeram uma compilação de vários trabalhos da literatura englobando várias técnicas, recalculando o coeficiente de transferência de calor para um modelo que considera a dispersão axial do gás e o efeito intrapartícula.

No presente trabalho foi utilizada a técnica experimental do equilíbrio cíclico para a obtenção de dados experimentais em regeneradores de calor com leito de partículas esféricas de vidro. O coeficiente de transferência de calor foi calculado utilizando-se uma metodologia desenvolvida por Luporini (1994), a partir de uma solução analítica para o modelo de condução intrapartícula.

MODELO MATEMÁTICO E SOLUÇÃO ANALÍTICA

As suposições e simplificações utilizadas na derivação do modelo de condução intrapartícula foram as seguintes:

- as propriedades físicas do sistema gás-sólido são independentes da temperatura;
- o perfil de velocidade do fluido é considerado constante;
- a condução axial na fase gasosa e na fase sólida são desprezadas;
- a velocidade do fluido não varia ao longo do leito.

O modelo físico para o regenerador é mostrado na figura 1, sendo Y o comprimento do regenerador, y a posição na direção axial, t o tempo, T_g a temperatura do gás e os índices 1- entrada e 2- saída do regenerador. O diâmetro da partícula é indicado por d_p e a porosidade do leito por ϕ .

Luporini (1994) definiu o problema de modo a se considerar a condução radial na partícula, onde o perfil de temperatura no sólido é dado em função da temperatura da superfície, a qual é determinada a partir do uso de uma relação de fluxo da interface gás-sólido.

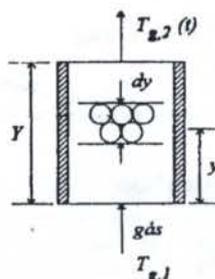


Figura 1 - Modelo físico

Considerando a equação da energia para o sólido e tendo em vista o modelo físico mostrado na figura 1, podemos escrever o problema em uma forma adimensional, da seguinte maneira:

$$\frac{\partial^2 \theta}{\partial s^2} + \frac{2}{s} \frac{\partial \theta}{\partial s} - 3Bi \frac{\partial \theta}{\partial z} = 0, \quad \text{no sólido} \quad (1)$$

onde, $Bi = (hd_p)/(2k_s)$, número de Biot sendo k_s a condutividade térmica do sólido.

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial s} \right|_{s=1} = -Bi(\theta_s - \theta_g) \text{ , na interface} \quad (2)$$

$$\theta_{s=1} = \theta_s(z) \text{ , na superfície do sólido} \quad (3)$$

$$\left. \frac{\partial \theta}{\partial s} \right|_{s=0} = 0 \text{ , condição de simetria} \quad (4)$$

$$\theta(0, L, s) = 0 \text{ , início de cada período} \quad (5)$$

onde,

$$\theta_g(z, L) = (T_g(z, L) - T_0(L)) / (T_{ga1} - T_{gr1}) \quad (6)$$

$$\theta_s(z, L) = (T_s(z, L) - T_0(L)) / (T_{ga1} - T_{gr1}) \quad (7)$$

$$\theta(z, L, s) = (T(z, L, s) - T_0(L)) / (T_{ga1} - T_{gr1}) \quad (8)$$

sendo $T_0(L)$ a temperatura do sólido no início de cada período, $L = hAy / (m_g c_g)$ o comprimento adimensional, $z = hAt(1 - \phi) / (\rho_s c_s)$ o tempo adimensional, $s = r/B$ o raio da partícula adimensional e os índices, s - sólido, a - aquecimento e r - resfriamento. Nos parâmetros adimensionais acima m_g é a vazão de gás, c_g o calor específico do gás, ρ_s a densidade do sólido, c_s calor específico do sólido e A a área superficial do leito por volume de leito.

Detalhes da solução analítica deste problema são apresentados em Luporini (1994), obtendo-se a equação da temperatura para o sólido, dada por:

$$\theta(z, L, s) = \theta_s(z, L) + \frac{2}{\pi s} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{(-1)^n}{n} \text{sen}(n\pi s) [\theta_s(z, L) - (n^2 b / \alpha) I_2] \quad (9)$$

onde,

$$I_2 = \exp(-n^2 bz) \int_0^z \theta_s(z, L) \exp(n^2 bz) dz \quad (10)$$

$$\theta_s(z, L) = \alpha [\theta_g(z, L) + \lambda b I_1] \quad (11)$$

$$I_1 = \exp(-bz) \int_0^z \theta_g(z, L) \exp(bz) dz \quad (12)$$

sendo $b = a\pi^2 / (3Bi)$, $\alpha = 1 / (1 + \lambda)$, $\lambda = 2 / Bi$.

Portanto, conforme pode ser visto, a distribuição de temperatura do sólido (equação 9) pode ser calculada a partir do conhecimento da temperatura da superfície através da equação (11).

MONTAGEM EXPERIMENTAL E OPERAÇÃO

Foram utilizados três regeneradores cilíndricos de aço inox com diâmetros de 0,043 m, 0,076 m e 0,104 m, denominados regeneradores 1, 2 e 3 respectivamente, todos eles com comprimento de 0,188 m. O leito é constituído de

partículas esféricas de vidro com diâmetro médio de 0,029 m. O fluido de troca térmica foi o ar, captado do ambiente por meio de um soprador. Os regeneradores foram isolados termicamente, internamente com uma borracha esponjosa de 0,003 m de espessura e externamente com uma camada de fibra cerâmica de 0,020 m de espessura.

A figura 2 mostra um esquema simplificado do equipamento utilizado para obtenção dos dados experimentais. Sete termopares ferro-constantan (T) estão conectados ao regenerador (RE). Os termopares T2 a T6 medem a temperatura do sólido (centro das esferas) na direção axial do regenerador e os termopares T1 e T7 medem a temperatura do ar. O indicador de temperatura (LT) tem precisão de $\pm 0,1$ °C.

A alimentação de ar é feita através de um soprador centrífugo (S), que possui duas saídas, uma ligada a válvula gaveta VG1 (ar de aquecimento) e outra ligada a válvula VG2 (ar de resfriamento). O ar é aquecido, a uma temperatura em torno de 65 °C, através de um conjunto de resistências elétricas (R).

A direção de fluxo do ar é controlada através de seis válvulas solenóides (VS) que permitem operar o equipamento em escoamento unidirecional ou contracorrente, alternando aquecimento e resfriamento por meio da combinação das válvulas. As válvulas estão abertas quando energizadas. A combinação das válvulas é a seguinte:

-unidirecional: aquecimento, VS1/VS4, abertas; resfriamento, VS3/VS4/VS6 abertas.

-contracorrente: aquecimento: VS1/VS4, abertas; resfriamento: VS2/VS3/VS5, abertas.

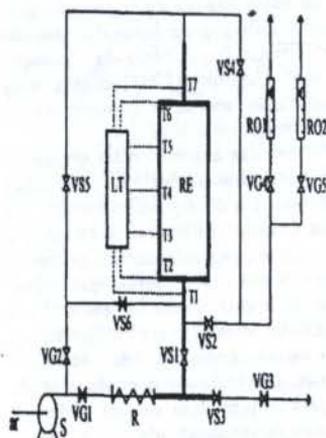


Figura 2 - Esquema do equipamento

No escoamento unidirecional o ar quente e ar frio entram alternadamente na parte inferior do regenerador e em contracorrente o ar quente entra na parte inferior e o ar frio na parte superior.

O regenerador foi operado com mesma duração de período e vazão para os períodos de aquecimento e resfriamento. A aquisição de dados geralmente foi feita em intervalos de 60 s. Foi considerado que o equilíbrio cíclico é atingido para uma diferença de 0,4 °C entre as temperaturas de dois ciclos sucessivos.

METODOLOGIA DE CÁLCULO

A metodologia de cálculo do coeficiente de transferência de calor utilizada no presente trabalho, está baseada na minimização da diferença média entre as temperaturas teórica e experimental do sólido variando com o tempo, na saída do regenerador. A temperatura teórica do sólido (no centro da esfera) na saída do regenerador é calculada pela equação (9) para quatro termos do somatório, utilizando a temperatura experimental do ar na saída do regenerador e arbitrando-se um valor para o coeficiente de transferência de calor. A média da diferença absoluta entre as temperaturas teórica e experimental é calculada através da seguinte expressão:

$$R = \frac{1}{P/am} \sum_1^{P/am} |T_{i,2,ex} - T_{i,2,te}| \quad (13)$$

onde, P , duração do período, am , intervalo de amostragem, $T_{i,2,ex}$, temperatura do sólido experimental e $T_{i,2,te}$, temperatura do sólido teórica.

Considerou-se que para $R \leq 0,2$ °C há uma boa concordância entre as curvas de temperatura teórica e experimental do sólido, variando com o tempo, na saída do regenerador. Quando $R > 0,2$ °C, um novo valor para o coeficiente de transferência de calor é arbitrado e novo cálculo da temperatura é efetuado.

Foram calculados um coeficiente para o período de aquecimento (h_a), e um para o período de resfriamento (h_r). O coeficiente médio (\bar{h}_m) foi calculado pela média aritmética simples entre h_a e h_r .

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Para cada tipo de escoamento (contracorrente e unidirecional) foram realizados 70 experimentos com 12 vazões diferentes, com número de Reynolds modificado, $Re_m = (2/3)(m_g d_p) / (\mu(1-\phi))$, entre 323 e 4232, onde μ viscosidade do ar. Em cada vazão o regenerador foi operado para diferentes durações de período.

A partir do conjunto de dados obtidos e fazendo uso das equações resultantes do modelo, foi calculado o coeficiente de transferência de calor, que satisfizesse a tolerância especificada para o residuo R dado pela equação 13, estipulado em 0,20 °C. A figura 3 mostra um exemplo do ajuste entre a curva teórica e a experimental do sólido, na saída do regenerador, para o período de aquecimento de 1140 s, vazão de 0,160 kg/(m²s) e escoamento contracorrente. Nesta figura pode-se verificar uma excelente concordância entre as curva teórica e experimental do sólido. Este tipo de comportamento se manteve para todos os experimentos.

Em virtude dos diferentes diâmetros utilizados, os três regeneradores apresentam diferenças significativas em parâmetros importantes do seu desempenho, tais como a porosidade do leito, a relação entre a área superficial do regenerador e do leito (sendo esta relação maior para o regenerador 1), e a distribuição de fluxo de gás. Isto possibilitou a obtenção de dados experimentais para diversas condições de operação, permitindo uma ampla análise do desempenho dos regeneradores.

Um aspecto analisado foi a dependência do coeficiente de transferência de calor em relação a duração do período. As figuras 4 e 5 mostram os resultados obtidos para

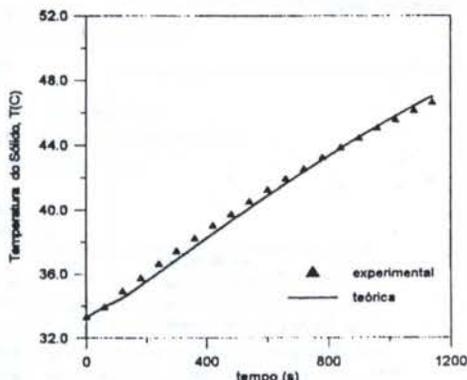


Figura 3 - Temperaturas teórica e experimental do sólido

escoamento contracorrente e unidirecional, respectivamente, para o regenerador 3 em função do fator de utilização definido como, $U = P(1-\phi)m_g c_p / (\rho_s c_p Y)$, o qual é proporcional a duração do período para uma dada vazão. Podemos observar que não há variação significativa com o período, tanto em relação ao caso contracorrente como unidirecional. Este comportamento se manteve também para os regeneradores 1 e 2, e mostra-se semelhante ao verificado por Heggs e Burns (1990) para leitos de materiais de alta condutividade térmica.

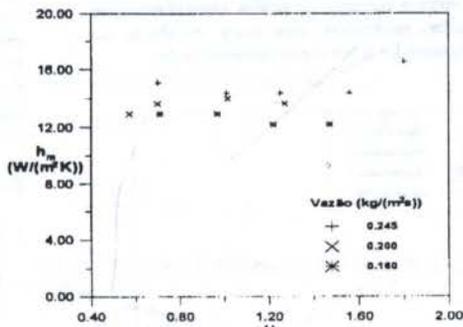


Figura 4 - h_m versus U , regenerador 3, contracorrente

Com a finalidade de se obter correlações para o coeficiente de transferência de calor em função do fator j_h de Coulburn modificado, $j_h \phi$, foram calculados os coeficientes de transferência de calor médio para cada vazão (\bar{h}_m) e tipo de escoamento. O fator j_h foi calculado através da equação seguinte:

$$j_h = \bar{h}_m Pr^{2/3} / (m_g c_p) \quad (14)$$

onde Pr é o número de Prandtl para o ar.

A partir dos valores de j_h calculados pela equação (14) para cada vazão e tipo de escoamento foram obtidas as seguintes correlações:

-contracorrente:

$$j_h \phi = 0,262 Re_m^{-0,365} \quad (15)$$

com coeficiente de correlação 0,926.

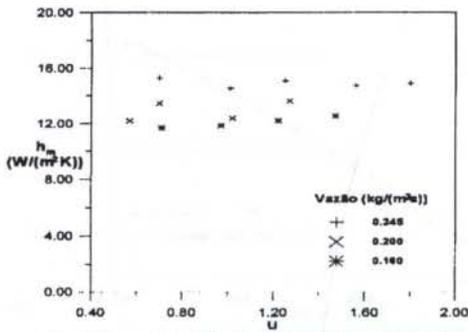


Figura 5 - h_m versus U , regenerador 3 unidirecional

-unidirecional

$$j_h \phi = 0,116 Re_m^{-0,239} \quad (16)$$

com coeficiente de correlação 0,703.

Pode-se observar nas figuras 6 e 7, para o escoamento contracorrente e unidirecional, respectivamente, um deslocamento entre o conjunto de pontos experimentais de cada regenerador, mostrando uma clara influência do diâmetro do regenerador sobre o comportamento do

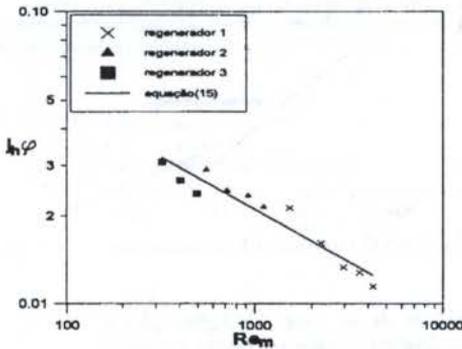


Figura 6- Fator $j_h \phi$ versus Re_m , contracorrente

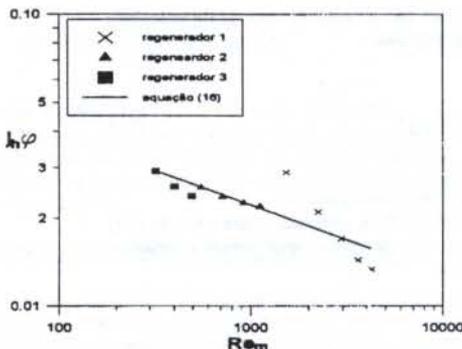


Figura 7 - Fator $j_h \phi$ versus Re_m , unidirecional

coeficiente de transferência de calor. Para o escoamento unidirecional, pode ser observado que além do deslocamento há uma diferença mais acentuada com relação a inclinação, principalmente para o regenerador 1.

Esta forma de dependência de $j_h \phi \times Re_m$ encontrada, mostra-se semelhante a obtida por Wakao et al (1979), que a partir de uma compilação de dados experimentais publicados na literatura recalcularam os coeficientes de transferência de calor para considerar o efeito de condução intrapartícula e a dispersão axial.

CONCLUSÃO

A metodologia de cálculo empregada mostrou-se adequada para a determinação do coeficiente de transferência de calor em regeneradores. A comparação entre os valores obtidos experimentalmente e os calculados a partir das equações do modelo, para a temperatura do centro das esferas sólidas, mostram resultados muito próximos.

Foi possível comprovar que os coeficientes de transferência de calor obtidos não variam consideravelmente com a duração do período para uma determinada vazão, mesmo existindo o efeito intrapartícula, mostrando o mesmo comportamento verificado para materiais de alta condutividade térmica, conforme mostrado por Heggs e Burns (1990).

A correlação para o escoamento contracorrente apresenta coeficiente de correlação muito bom (0,926), enquanto para o escoamento unidirecional o coeficiente é muito baixo (0,703) indicando que os coeficientes de transferência de calor obtidos para este tipo de escoamento foram muito mais sensíveis à variação do diâmetro do regenerador do que os obtidos para o escoamento contracorrente.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICAS

- Handley, D. and Heegs, P. J., Momentum and Heat Transfer Mechanisms in Regular Shaped Packings, Trans. Inst. Chem. Engrs. Vol 46, pp.T251-T263, (1968).
- Heggs, P. J. and Burns, D. Experimental Prediction of Heat Transfer Coefficients in Compact Heat Exchanger Surfaces, Compact Heat Exchangers, R.K. Shah, A.D.Kraussp D. Metzger. 205 - 241, (1990).
- Luporini, S. Transferência de Calor em Regime Transiente: Análise Térmica de Regeneradores de Calor, Tese de Doutorado, UNICAMP, (1994)
- Wakao, N., Kagueli, S. and Funaskri, T. Effect of Fluid Dispersion Coefficients on Particle to Fluid Heat Transfer Coefficients in Packed Beds, J. Chem. Eng. Japan, 34, 325 (1979).

Abstract The present work presents a methodology for the determination of the convective heat transfer coefficient in fixed bed heat regenerators, making use of intraparticle model. An experimental equipment has been utilized, providing a set of experimental data with three different diameters, all of them composed by a bed of spherical glass particles. Correlations in the form $j_h \phi = a Re_m^b$ were obtained for counter and parallel flow.

CONJUGATE HEAT TRANSFER IN LAMINAR FORCED CONVECTION OF NON-NEWTONIAN FLUIDS IN DUCTS

R.O.C. Guedes and F. Scofano Neto
Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais
Instituto Militar de Engenharia

ABSTRACT

Thermal entrance region heat transfer for laminar forced convection of power-law fluids inside ducts is studied considering conjugation to the walls surrounding the fluid. A lumped model that neglects transverse temperature gradients in the solid but takes into account the axial heat conduction along the wall is adopted. The problem is solved with the generalized integral transform technique and highly accurate results are presented for the fluid bulk and wall temperatures and Nusselt number. The effects of conjugation on heat transfer behavior are investigated.

INTRODUCTION

Heat transfer to non-Newtonian fluids is a wide and ever growing subject. Pharmaceutical, food and paint industries are among the several branches of engineering interested on these studies. The review works by Metzner(1965), Skelland(1967), Bird et al.(1977), Cho and Hartnett(1982) and, more recently, Hartnett(1992), are important compilations of the information in this field.

The problem of heat transfer to non-Newtonian fluids flowing inside ducts has been continuously investigated and many solutions are available in the literature. However, conductive-convective conjugation effects due to the presence of the duct wall are often neglected despite of their reported importance for the case of Newtonian fluids (Mori et al. 1976, Wijesundera 1986, Campo and Schuler 1988). In order to investigate such effects on non-Newtonian fluids, especially over the thermal entrance region, we consider steady-state conjugate laminar flow of power-law fluids with convection boundary conditions by lumping the wall in the radial direction, while retaining the axial conduction along the duct wall. This lumping procedure introduces a more general type of boundary condition (Guedes et al. 1991) which is conveniently handled through an extension of the ideas in the generalized integral transform technique (Cotta 1993).

ANALYSIS

Steady-state heat transfer to hydrodynamically developed, thermally developing laminar flow of an incompressible non-Newtonian fluid inside a circular tube or a parallel-plate duct is considered, by allowing for the conjugation between the fluid and the duct wall. Under the assumptions of constant properties and negligible viscous dissipation and fluid axial conduction effects, the mathematical formulation of the problem in dimensionless form is given by:

Solid region:

$$\frac{\partial^2 \Theta_s(R,Z)}{\partial Z^2} + 4^{(2-p)} Pe^2 \frac{1}{R^p} \frac{\partial}{\partial R} \left(R^p \frac{\partial \Theta_s(R,Z)}{\partial R} \right) = 0$$

$0 < Z < L, 1 < R < \delta$ (1.a)

with boundary conditions

$$\frac{\partial \Theta_s(R,0)}{\partial Z} = 0 ; \quad \frac{\partial \Theta_s(R,L)}{\partial Z} = 0, \quad 1 \leq R \leq \delta \quad (1.b,c)$$

$$\frac{\partial \Theta_s(\delta,Z)}{\partial R} + \text{Bi} \Theta_s(\delta,Z) = 0, \quad Z > 0 \quad (1.d)$$

Fluid region:

$$W(R) \frac{\partial \Theta_f(R,Z)}{\partial Z} = \frac{\partial}{\partial R} \left(R^p \frac{\partial \Theta_f(R,Z)}{\partial R} \right) \quad 0 < R < 1, \quad Z > 0 \quad (2.a)$$

with inlet and boundary conditions

$$\Theta_f(R,0) = 1, \quad 0 \leq R \leq 1 \quad (2.b)$$

$$\frac{\partial \Theta_f(0,Z)}{\partial R} = 0, \quad Z > 0 \quad (2.c)$$

and the continuity of temperature and heat flux at the solid-fluid interface

$$\Theta_f(1,Z) = \Theta_s(1,Z), \quad 0 \leq Z \leq L \quad (3.a)$$

$$K_{fs} \frac{\partial \Theta_f(1,Z)}{\partial R} = \frac{\partial \Theta_s(1,Z)}{\partial R}, \quad 0 \leq Z \leq L \quad (3.b)$$

where the various dimensionless quantities are defined as

$$\Theta(R,Z) = [T(r,z) - T_\infty] / [T_0 - T_\infty], \quad \text{Bi} = h_\infty r_f / K_s,$$

$$Z = z \alpha / \bar{u} D_e^2, \quad R = r/r_{in}, \quad \delta = r_{out}/r_{in}, \quad L = l \alpha / \bar{u} D_e^2,$$

$$W(R) = u(r) R^p (r_{in} / D_e)^2 / \bar{u}, \quad Pe = \bar{u} D_e / \alpha, \quad K = K_f / K_s$$

and the normalized velocity profile $u(r)/\bar{u}$ is given by

$$u(r)/\bar{u} = \frac{1+(2+p)n}{1+n} \left(1 - R^n \right)^{\frac{n+1}{n}}$$

n = the power-law index

$p = 0$, for parallel-plate and 1 for circular tube

The analytical solution of the above system is a quite involved matter; to simplify the analysis, the axial conduction along the wall is retained, but the transverse wall conduction is lumped by operating on the wall energy equation (1.a) with

the operator $\int_0^1 \frac{(2\pi R)^P dR}{1 \pi^P (\delta^{P+1} - 1)}$. Equation (1.a) reduces to:

$$\frac{d^2 \Theta_{sm}(Z)}{dZ^2} + \frac{(p+1) 4^{(2-p)} Pe^2}{(\delta^{P+1} - 1)} \left[\delta^P \frac{\partial \Theta_s(\delta, Z)}{\partial R} - \frac{\partial \Theta_s(1, Z)}{\partial R} \right] = 0 \quad (4.a)$$

where the average wall temperature is defined as

$$\Theta_{sm}(Z) = \frac{P+1}{\delta^{P+1} - 1} \int_0^1 \Theta_s(R, Z) R^P dR \quad (4.b)$$

and the derivative terms appearing inside the bracket in equation (4.a) are eliminated by utilizing the boundary conditions (1.d) and (3.b) to yield:

$$\frac{d^2 \Theta_{sm}(Z)}{dZ^2} - \frac{(p+1) 4^{(2-p)} Pe^2}{(\delta^{P+1} - 1)} \left(\delta^P \bar{Bi} \Theta_s(\delta, Z) + K_{fs} \frac{\partial \Theta_f(1, Z)}{\partial R} \right) = 0 \quad (5)$$

The temperature across any cross-section for a thermally thin wall may be taken as uniform. This is equivalent to idealizing zero wall thermal resistance in the normal direction, giving

$$\Theta_{sm}(Z) \approx \Theta_s(\delta, Z) \approx \Theta_s(1, Z) \quad (6)$$

Now, utilizing equation (6) together with the interface condition (3.a) in equation (5), we obtain

$$\frac{\partial \Theta_f(1, Z)}{\partial R} + Bi \Theta_f(1, Z) = \beta \frac{\partial^2 \Theta_f(1, Z)}{\partial Z^2} \quad (7.a)$$

where

$$Bi = \delta^P \frac{Bi}{K_{fs}} \quad (7.b)$$

$$\beta = \frac{\delta^{P+1} - 1}{(p+1) 4^{(2-p)} Pe^2 K_{fs}} \quad (7.c)$$

Thus, the original heat conduction (1.a) for the wall is now transformed to a boundary condition given by equation (7.a) for use in the fluid energy equation (2.a) at $R=1$. Here, the conjugation parameter, β , is introduced in order to incorporate the effects of several different factors on heat transfer into a single parameter. The limiting case of $\beta \rightarrow 0$ represents negligible wall conjugation effects, which corresponds to the classical Graetz problem with convection boundary condition.

To solve the problem given by equations (2.a-c) and equation (7.a) simultaneously by using an analytic approach, the ideas in the generalized integral transform technique are extended as described below.

First, we consider the following standard auxiliary eigenvalue problem:

$$\frac{d}{dR} \left(R^P \frac{d\Psi(\mu_i, R)}{dR} \right) + \mu_i^2 W(R) \Psi(\mu_i, R) = 0, \quad 0 < R < 1 \quad (8.a)$$

$$\frac{d\Psi(\mu_i, R)}{dR} = 0, \quad R=0 \quad (8.b)$$

$$\frac{d\Psi(\mu_i, R)}{dR} + Bi \Psi(\mu_i, R) = 0, \quad R=1 \quad (8.c)$$

Then, by utilizing the eigenfunctions of this system, we define the integral transform pair as:

$$\Theta_f(R, Z) = \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\Psi(\mu_i, R)}{N_i^{1/2}} \bar{\Theta}_i(Z), \quad \text{inversion} \quad (9.a)$$

$$\bar{\Theta}_i(Z) = \int_0^1 W(R) \frac{\Psi(\mu_i, R)}{N_i^{1/2}} \Theta_f(R, Z) dR, \quad \text{transform} \quad (9.b)$$

where the normalization integral is given by

$$N_i = \int_0^1 W(R) [\Psi(\mu_i, R)]^2 dR \quad (9.c)$$

Following the formalism in the generalized integral transform technique, the fluid energy equation (2.a) is operated on by

$$\text{the operator } \int_0^1 \frac{\Psi(\mu_i, R)}{N_i^{1/2}} dR \text{ and the resulting expression is}$$

integrated by parts twice to obtain

$$\frac{d\bar{\Theta}_i(Z)}{dZ} + \mu_i^2 \bar{\Theta}_i(Z) = \frac{1}{N_i^{1/2}} \left[\Psi(\mu_i, 1) \frac{\partial \Theta_f(1, Z)}{\partial R} - \Theta_f(1, Z) \frac{\partial \Psi(\mu_i, 1)}{\partial R} \right] \quad (10.a)$$

The terms inside the bracket on the right-hand side of equation (10.a) are evaluated in the following manner: Equation (8.c) is multiplied by $\Theta_f(1, Z)$, and equation (7.a) by $\Psi(\mu_i, 1)$, and the results are subtracted. Introducing this result into equation (10.a), we obtain:

$$\frac{d\bar{\Theta}_i(Z)}{dZ} + \mu_i^2 \bar{\Theta}_i(Z) = \frac{\beta}{N_i^{1/2}} \Psi(\mu_i, 1) \frac{\partial^2 \Theta_f(1, Z)}{\partial Z^2} \quad i=1, 2, \dots \quad (10.b)$$

Equation (10.b) contains two unknowns, $\bar{\Theta}_i(Z)$ and $\Theta_f(1, Z)$. An expression can be developed for the latter by integrating the fluid energy equation (2.a) over the duct cross-section to yield:

$$\frac{d\Theta_{av}(Z)}{dZ} = C \frac{\partial \Theta_f(1, Z)}{\partial R} \quad (11.a)$$

where the fluid bulk temperature is defined as

$$\Theta_{av}(Z) = C \int_0^1 W(R) \Theta_f(R, Z) dR \quad (11.b)$$

and C is defined as $C = (p+1) 4^{(2-p)}$.

By replacing $\Theta_f(R, Z)$ by its equivalent inversion formula, given by equation (9.a), equation (11.b) takes the form

$$\Theta_{av}(Z) = C \sum_{i=1}^{\infty} \bar{f}_i \bar{\Theta}_i(Z) \quad (11.c)$$

where \bar{f}_i is defined as

$$\bar{f}_i = \int_0^1 W(R) \frac{\Psi(\mu_i, R)}{N_i^{1/2}} dR \quad (11.d)$$

Now, utilizing equations (11.a) and (11.c), the term $\frac{\partial \Theta_f(1,Z)}{\partial R}$ in equation (7.a) is eliminated. Then, equation (7.a) takes the form:

$$\beta \frac{d^2 \Theta_w(Z)}{dZ^2} - Bi \Theta_w(Z) = \sum_{j=1}^{\infty} \bar{f}_j \frac{d\bar{\Theta}_j(Z)}{dZ} \quad (12)$$

where the notation $\Theta_w(Z) \equiv \Theta_f(1,Z)$ is introduced for simplicity. Equations (10.c) and (12) provide two relations for the determination of the two unknowns, $\Theta_w(Z)$ and $\bar{\Theta}_i(Z)$. Substituting equation (12) into equation (10.c), the second derivative term is eliminated. Then, the following system of coupled differential equations is obtained:

$$\sum_{j=1}^{\infty} a_{ij} \frac{d\bar{\Theta}_j(Z)}{dZ} + \mu_i^2 \bar{\Theta}_i(Z) = Bi \frac{\psi(\mu_i, 1)}{N_i^{1/2}} \Theta_w(Z), \quad i=1,2,\dots \quad (13.a)$$

which is written in the matrix form as

$$A \bar{\Theta}(Z) + D \bar{\Theta}(Z) = \Theta_w(Z) \mathbf{g} \quad (13.b)$$

where the prime denotes derivative with respect to Z , and various quantities are defined as

$$A = \{a_{ij}\}, \quad a_{ij} = \delta_{ij} - \frac{\psi(\mu_i, 1)}{N_i^{1/2}} \bar{f}_j \quad (13.c)$$

$$D = \{d_{ij}\}, \quad d_{ij} = \delta_{ij} \mu_i^2 \quad (13.d)$$

$$\mathbf{g} = \{g_i\}^t, \quad g_i = Bi \frac{\psi(\mu_i, 1)}{N_i^{1/2}} \quad (13.e)$$

$$\text{with } \delta_{ij} = \begin{cases} 0 & i \neq j \\ 1 & i = j \end{cases} \quad (13.f)$$

System (13.b) is now rearranged in the form

$$\frac{d\bar{\Theta}_i(Z)}{dZ} + \sum_{j=1}^{\infty} e_{ij} \bar{\Theta}_j(Z) = h_i \Theta_w(Z), \quad i=1,2,\dots \quad (14.a)$$

where

$$\mathbf{E} = \{e_{ij}\}, \quad \mathbf{E} = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{D} \quad (14.b)$$

$$\mathbf{h} = \{h_i\}^t, \quad \mathbf{h} = \mathbf{A}^{-1} \mathbf{g} \quad (14.c)$$

and the superscript t denotes the transpose. Equation (14.a) is introduced in equation (12) in order to eliminate the first

derivative $\frac{d\bar{\Theta}_j(Z)}{dZ}$, yielding

$$\beta \frac{d^2 \Theta_w(Z)}{dZ^2} - (Bi + \sum_{k=1}^{\infty} \bar{f}_k h_k) \Theta_w(Z) = - \sum_{j=1}^{\infty} \left(\sum_{k=1}^{\infty} \bar{f}_k e_{kj} \right) \bar{\Theta}_j(Z) \quad (15)$$

Thus, equations (14.a) and (15) are the two coupled equations for the determination of the unknowns $\Theta_w(Z)$ and $\bar{\Theta}_j(Z)$. The boundary conditions for this system are given by:

$$\bar{\Theta}_i(0) = \bar{f}_i, \quad i=1,2,\dots \quad (16.a)$$

$$\frac{d\Theta_w(0)}{dZ} = 0 \quad (16.b)$$

$$\frac{d\Theta_w(L)}{dZ} = 0 \quad (16.c)$$

Equations (14.a) and (15) are rewritten in matrix form. After truncating the infinite sums at a sufficiently large-order N , the resulting system of $N+2$ coupled ordinary differential equations is written in the matrix form as

$$\mathbf{y}'(Z) = \mathbf{B} \mathbf{y}(Z) \quad (17.a)$$

where

$$\mathbf{y} = (\bar{\Theta}_1(Z), \dots, \bar{\Theta}_N(Z), \Theta_w(Z), \Theta_w'(Z))^t \quad (17.b)$$

The solution for the vector $\mathbf{y}(Z)$ is then constructed as

$$\mathbf{y}(Z) = \sum_{j=1}^{N+2} c_j \xi^{(j)} e^{\lambda_j Z} \quad (18.a)$$

where the eigenvalues, λ 's, and eigenvectors, ξ 's, of matrix \mathbf{B} are determined by the solution of the following algebraic problem:

$$(\mathbf{B} - \lambda \mathbf{I}) \xi = 0 \quad (18.b)$$

and the constants c_j 's are computed by constraining the solution $\mathbf{y}(Z)$ to satisfy the boundary conditions given by equations (16.a-c), resulting in a linear system of algebraic equations.

Once the vector $\mathbf{y}(Z)$ has been obtained, the inversion formula, equation (9.a), is applied to construct the solution for the original fluid temperature field, $\Theta_f(R,Z)$, while the lumped wall temperature, $\Theta_w(Z)$, is obtained directly from the $(N+1)$ th element of solution vector $\mathbf{y}(Z)$.

Also of interest is the local Nusselt number, which is obtained from its definition given by

$$Nu(Z) = \frac{h(z)D_c}{K_f} = \frac{2^{(2-p)} [\partial \Theta_w(Z) / \partial R]}{\Theta_w(Z) - \Theta_{av}(Z)} \quad (19)$$

RESULTS AND DISCUSSION

Numerical computations are performed to study the effects of the conjugation parameter β and the modified Biot number on the wall and bulk temperatures and on the local Nusselt number $Nu(Z)$. The eigenvalue problem defined by equation (18.b) and the linear system of algebraic equations for the determination of the constants c_j are solved with the aid of the IMSL subroutines package (1987). The number of eigenvalues needed for a specified convergence depends on the location along the channel. In all the cases studied here, 60 terms ensured convergence of at least four significant digits over a wide range of axial dimensionless distance Z , from the thermal entry to the thermal developed region. With the present method of analysis, as many eigenvalues as needed could be determined with no difficulty. From practical considerations, the values for the conjugation parameter studied ranged from $\beta=10^{-8}$ to $\beta=10^{-3}$ and the modified Biot number from 1 to 100. The case $\beta=0$ corresponds to the classical Graetz problem for laminar flow with a convective boundary condition, but no conjugation.

Figure (1) shows the variation of the lumped wall temperature distribution along a parallel plate channel for two different power-law indexes — 1/3 and 3 — while maintaining the value of modified Biot number equal to 1. Increasing β , the temperature distribution along the wall is progressively flattened, and an asymptotic value is attained in the region close to the inlet. For the limiting case of $\beta \rightarrow \infty$, the problem

reduces to the Graetz problem with uniform prescribed wall temperature boundary condition. This figure also reveals that for axial distances far away from the inlet, the temperature gradients along the wall become small enough to cause the conjugation effects to disappear and the curves for different values of β join the curve for no conjugation.

Figure (2) shows the variation of the fluid (bulk) temperature along a parallel plate channel for the situation of modified Biot number equal to 1 and 10, and for the power-law indexes $n = 1/3, 1$ and 3 , while fixing the value $\beta = 10^{-6}$. It is quite noticeable that the bulk temperature is not significantly affected in the range of n considered, especially for small modified Biot number. This trend was also observed for the other values of the parameter β considered here.

Figure (3) shows the effect on the local Nusselt number along a parallel plate channel due to wall conjugation for $Bi = 1$ or 10 and for the situation of $n=3$. As β increases, the Nusselt number curves in the region close to the inlet approach the solution for prescribed temperature boundary condition, and join the curve for the Graetz problem with convective boundary condition ($\beta=0$) at an axial position further downstream. Therefore, the Nusselt number behavior is encapsulated by these two limiting situations, which approach each other as Bi increases. This same behavior is observed for $n=1/3$ and reported by Guedes et al. (1991) for the case of Newtonian fluids ($n=1$).

Table (1) shows the effect of the power-law index on asymptotic Nusselt number. As expected, pseudoplastic fluids ($n=1/3$) have larger heat transfer coefficients, especially for

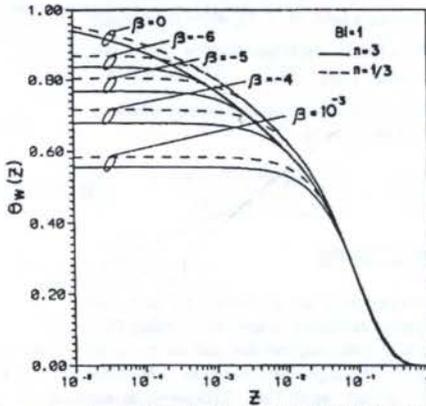


Figure 1 - Lumped Wall temperature distribution along a parallel plate channel ($Bi = 1, n = 1/3$ and 3).

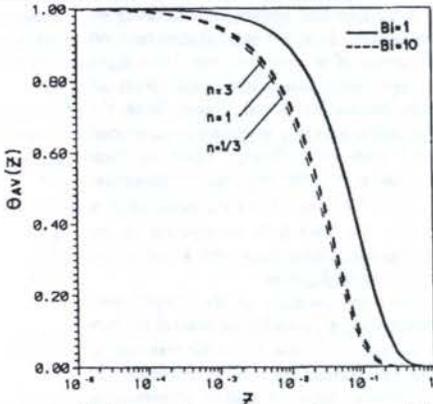


Figure 2 - Fluid average temperature along a parallel plate channel ($\beta = 10^{-6}, Bi = 1$ and $10, n = 1/3, 1$ and 3).

small Bi .

Similar results were observed for the circular tube geometry but due to space limitations they are not presented here.

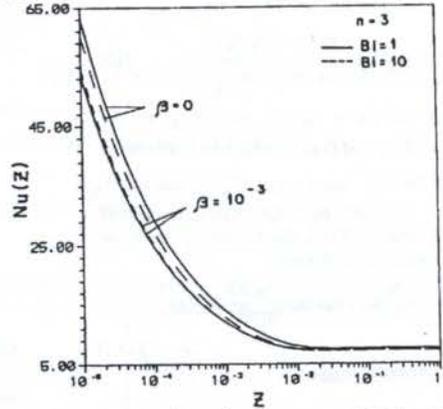


Figure 3 - Local Nusselt number along a parallel plate channel ($Bi = 1$ and $10, n = 3$).

Table 1- Asymptotic Nusselt number for parallel plate channel

	$n = 1/3$	$n = 1$	$n = 3$
$Bi = 1$	8.85523	8.00000	7.56695
$Bi = 10$	8.38227	7.64976	7.26799
$Bi = 100$	8.24542	7.55324	7.18790

REFERENCES

- Bird, R.B., Armstrong, R.C. and Hassager, O., "Dynamics of Polymeric Liquids" Vol 1, John Wiley, New York, 1977.
- Campo, A. and Schuler, C., "Heat Transfer in Laminar Flow Through Circular Tubes Accounting for Two-Dimensional Wall Conduction", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 31, pp. 2251-2259, 1988.
- Cho, Y. I., Hartnett, J.P., "Non-Newtonian Fluids in Circular Pipe Flow", *Adv. Heat Transfer*, 15, pp.60-134, 1982.
- Cotta, R. M., "Integral Transforms in Computational Heat and Fluid Flow", CRC Press, Boca Raton, 1993.
- Guedes, R. O. C., R. M. Cotta, and N. C. L. Brum, "Heat Transfer in Laminar Tube Flow with Wall Axial Conduction Effects", *J. Thermophysics & Heat Transfer*, Vol.5, pp. 508-513, 1991.
- Hartnett, J. P., "Viscoelastic Fluids: A New Challenge in Heat Transfer", *J. Heat Transfer*, Vol. 114, pp. 296-303, 1992.
- IMSL Library, MATH / LIB, Houston, Texas, 1987.
- Metzner, A. B., "Heat Transfer in non-Newtonian Fluids", *Adv. Heat Transfer*, Vol. 2, pp.357-394, 1965.
- Mori, S., Sakakibara, M., and Tanimoto, A., "Steady Heat Transfer to Laminar Flow Between Parallel-Plates with Conduction in the Wall", *Heat Transfer Jap. Res.*, Vol.5, pp. 17-25, 1976.
- Skelland, A. H. P., "Non-Newtonian Flow and Heat Transfer", John Wiley, New York, 1967.
- Wijesundera, N. E., "Laminar Forced Convection in Circular and Flat Ducts with Axial Conduction and External Convection", *Int. J. Heat Mass Transfer*, Vol. 29, pp. 797-807, 1986.

**CONVECÇÃO NATURAL E FORÇADA COMBINADAS EM
CAVIDADE QUADRADA—SOLUÇÃO NUMÉRICA E ANÁLISE
DE ESCALA**

Admilson Teixeira Franco

Marcelo Moreira Ganzarolli

DAMEC/CEFET-PR

DE FEM UNICAMP

80230-901 Curitiba PR Brasil

13081-970 Campinas SP Brasil

RESUMO

É analisada a convecção natural e forçada combinadas em uma cavidade quadrada com paredes verticais a diferentes temperaturas e paredes horizontais adiabáticas. A convecção forçada é induzida pelo arrasto resultante do movimento da parede superior. O escoamento é admitido laminar e bidimensional e o problema é resolvido numericamente pelo método dos Volumes Finitos SOLA. Os resultados foram obtidos para o número de Rayleigh na faixa $10^2 - 10^7$ e para o número de Reynolds igual a 100, 400 e 1000. A análise de escala é utilizada para interpretar os resultados e determinar o critério que define o mecanismo de convecção dominante.

INTRODUÇÃO

A convecção natural e forçada combinadas no interior de cavidades tem sido, por variadas razões, objeto de muitos estudos. Este fenômeno combina por um lado, o problema clássico da cavidade hidrodinâmica em que o escoamento é induzido pelo arrasto devido ao movimento da parede superior da cavidade e, por outro lado, o problema da convecção natural no interior de uma cavidade, que também constitui um tópico tradicional na área de conhecimento em transferência de calor.

A maior parte dos estudos concentra-se, entretanto, nos casos em que a cavidade é submetida a um gradiente vertical, estável ou instável, de temperatura. Iwatsu et al. (1993) e Morzynski e Popiel (1988) analisaram a cavidade resfriada pela base e aquecida pela parede superior móvel. A cavidade submetida a um gradiente estável de temperatura, ou seja, aquecida pela base e resfriada pela parede superior foi estudada por Mohamad e Viskanta (1989). O efeito do número de Prandtl (Pr) neste mesmo problema é descrito em Moallemi e Jang (1992).

Neste trabalho é analisada a convecção mista numa cavidade hidrodinâmica quadrada com as paredes verticais submetidas a diferentes temperaturas. Trata-se da combinação de dois problemas tradicionais, a cavidade hidrodinâmica e a cavidade térmica, ambas comumente utilizadas como referência para validação de algoritmos e comparação entre métodos numéricos. O problema é resolvido numericamente utilizando o método dos Volumes Finitos-SOLA, para o número de Rayleigh (Ra) na faixa de $10^2 - 10^7$ e número de Reynolds (Re) igual a 100, 400 e 1000. São apresentados gráficos mostrando a variação do número de Nusselt (\overline{Nu}) em função de Ra e Re . A análise de escala é empregada na interpretação dos resultados e na determinação do parâmetro que permite identificar o mecanismo de convecção dominante para cada situação analisada.

EQUAÇÕES DE TRANSPORTE

A geometria do problema estudado, assim como as condições de contorno impostas, são mostradas na figura 1.

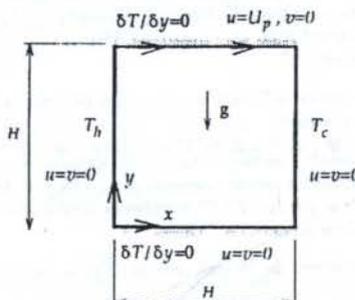


Figura 1: Geometria da Cavidade e Condições de Contorno

Na simplificação das equações, são admitidas as seguintes hipóteses: escoamento incompressível, fluido newtoniano, propriedades físicas constantes, escoamento laminar, coordenadas retangulares e caso bidimensional. É utilizada a aproximação de Boussinesq para o termo de empuxo na direção y . Dessa forma, as equações governantes podem ser escritas como:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_0) \tag{3}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \tag{4}$$

onde ρ_0 é a densidade do fluido avaliada à temperatura de referência T_0 , ν a viscosidade cinemática, β o coeficiente

de expansão volumétrica, α a difusividade térmica e u e v as componentes da velocidade na direção x e y , respectivamente.

TRATAMENTO NUMÉRICO

Na discretização espacial das equações governantes (1) a (4), foi utilizado o método dos Volumes Finitos (Patankar, 1980). O princípio da malha deslocada é utilizado, isto é, as grandezas escalares como pressão e temperatura são tratadas no centro dos volumes de controle, enquanto as grandezas vetoriais, no caso as velocidades, são tratadas nas faces dos volumes. Para a discretização temporal é utilizada a abordagem do método SOLA, desenvolvida por Hirt et al. (1975).

O método consiste basicamente em extrair os fluxos de massa das equações do momento (2) e (3) e transportá-los para a equação da continuidade (1), obtendo-se uma equação para a pressão. A matriz de rigidez gerada é de banda, simétrica e positiva definida, podendo, portanto, ser decomposta pelo método direto de Cholesky (Golub e Loan, 1985), o que é feito uma única vez antes do início do processo iterativo.

Os termos difusivos e convectivos são calculados com o esquema central. Os números de Reynolds e de Rayleigh para a cavidade são definidos respectivamente como: $Re = U_p H / \nu$ e $Ra_H = Gr.Pr = g\beta(T_h - T_c)H^3 / (\alpha\nu)$, onde Gr é o número de Grashof e Pr o número de Prandtl.

O número de Nusselt médio (\overline{Nu}) é calculado como:

$$\overline{Nu} = \int_0^1 \frac{\partial \Theta}{\partial X} dY \quad (5)$$

onde $\Theta = (T - T_c) / (T_h - T_c)$, $X = x/H$ e $Y = y/H$.

Para garantir a estabilidade numérica do método, o passo de tempo Δt precisa ser limitado (Villand, 1986, Jaluria e Torrance, 1986).

O critério de convergência adotado para todos os casos foi:

$$\frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} \leq 10^{-3} \quad (6)$$

onde $\phi = u, v$ ou T .

RESULTADOS E ANÁLISE DE ESCALA

Os resultados da simulação numérica foram obtidos para números de Rayleigh na faixa de 10^2 a 10^7 e para os valores do número de Reynolds iguais a 100, 400 e 1000. Em todos os casos foi admitido o número de Prandtl típico para o ar, ou seja, 0.71.

A figura 2 ilustra as isotermas para os valores dos números de Ra e Re indicados na legenda da figura. O escoamento no interior da cavidade, para os casos estudados, é predominantemente constituído por uma célula girando no sentido horário, ocupando praticamente toda a cavidade. Em todas as isotermas mostradas na figura 2, percebe-se

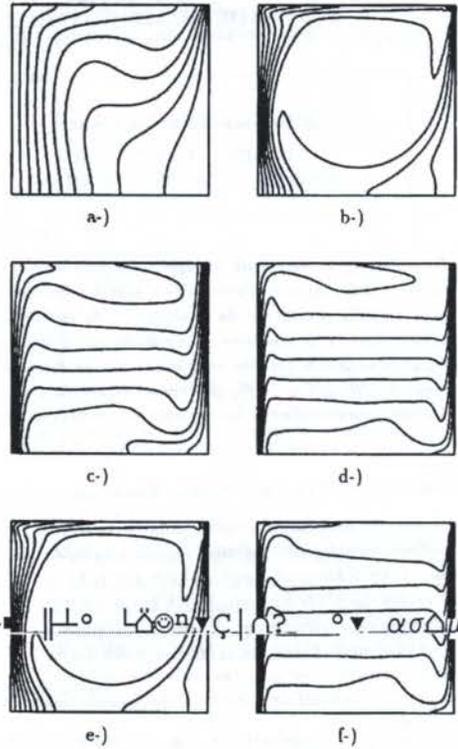


Figura 2: Isotermas a-) $Re = 100$ e $Ra = 10^2$ b-) $Re = 1000$ e $Ra = 10^2$ c-) $Re = 100$ e $Ra = 10^6$ d-) $Re = 100$ e $Ra = 10^7$ e-) $Re = 1000$ e $Ra = 10^4$ f-) $Re = 1000$ e $Ra = 10^7$

que não existe a centro-simetria característica da convecção natural pura numa cavidade com paredes verticais a diferentes temperaturas. Na sequência de figuras 2a e 2b nota-se a influência do número de Re para um valor baixo do número de Rayleigh, $Ra = 10^2$, sendo estas isotermas praticamente idênticas às de convecção forçada pura. Isto ocorre porque para valores baixos de Ra ($Ra < 10^3$) a influência da convecção natural na transferência de calor é muito pequena. Acompanhando-se as figuras 2a, c e d, todas para $Re = 100$, percebe-se que o aumento do número de Ra aproxima as isotermas a uma configuração típica de convecção natural. Comparando-se as figuras 2d e 2f, vê-se que o efeito do número de Re sobre as isotermas é relativamente pequeno para valores elevados do número de Ra ($Ra = 10^7$). Nota-se também a estratificação térmica na região central e os altos gradientes de temperatura junto às paredes verticais, características do regime de camada limite por convecção natural em cavidades térmicas (Gill, 1966). Outro extremo ocorre quando observa-se as figuras 2b e 2c, para Re elevado ($Re = 1000$) e valores baixos do número de Ra . Neste caso a influência do Ra é pequena e o fenômeno é dominado pela convecção forçada.

Estes gráficos ilustram, de forma qualitativa, que no regime de convecção natural e forçada combinados existem limites em que um mecanismo é mais importante que o outro e vice-versa. Trata-se portanto de saber mesmo que de forma aproximada, qual o critério para a transição de um mecanismo de convecção para o outro.

Visando a determinar este critério, aplicou-se ao problema em estudo a análise de escala desenvolvida por Bejan (1984) para convecção mista numa parede vertical em um meio isotérmico. Moallemi e Jang (1992) confirmaram a validade desta análise para convecção mista numa cavidade aquecida pela base.

A análise de escala compara, em termos de ordem de grandeza, a espessura da camada limite térmica de convecção natural numa parede vertical (δ_N) com a de convecção forçada numa placa plana (δ_F), para fluidos com $Pr \geq 1$, que são respectivamente:

$$\delta_N \cong y Ra^{-1/4}$$

$$\delta_F \cong y Re^{-1/2} Pr^{-1/3} \quad (7)$$

O mecanismo dominante de convecção será decidido pela camada limite com menor espessura, assim:

$$\frac{\delta_F}{\delta_N} \cong \left(\frac{Ri}{Pr^{1/3}} \right)^{1/4} \begin{cases} > \mathcal{O}(1) & \text{convecção natural} \\ < \mathcal{O}(1) & \text{convecção forçada} \end{cases} \quad (8)$$

onde Ri é o número de Richardson definido como $Ri = Gr/Re^2$

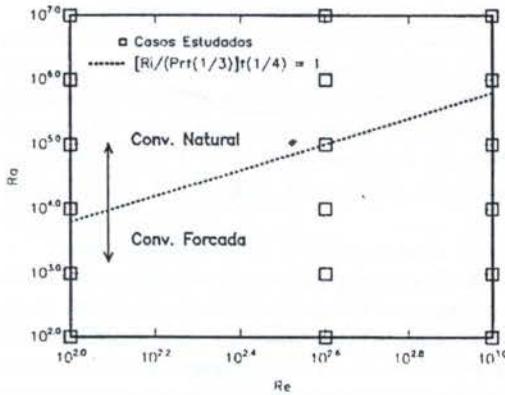


Figura 3: Plano $Re \times Ra$

A figura 3 ilustra os casos simulados no plano $Re \times Ra$, mostrando como o critério de transição divide este plano. A confirmação deste critério pode ser feita verificando-se a validade das escalas para a variação do número de \overline{Nu} nos casos de convecção natural e forçada. Estas escalas, para $Pr \geq 1$ são:

$$\overline{Nu} \propto \begin{cases} Ra^{1/4} & \text{convecção natural} \\ Pr^{1/3} Re^{1/2} & \text{convecção forçada} \end{cases} \quad (9)$$

A variação do número de \overline{Nu} com o número de Ra , indicado na figura 4, segue aproximadamente a lei de potência expressa em (9) para convecção natural, quando $Ra \geq 10^6$. Nesta região o número de \overline{Nu} varia pouco com o Re e fica muito próximo do seu valor para convecção natural pura ($Re = 0$). Por outro lado, para $Ra \leq 10^5$, percebe-se

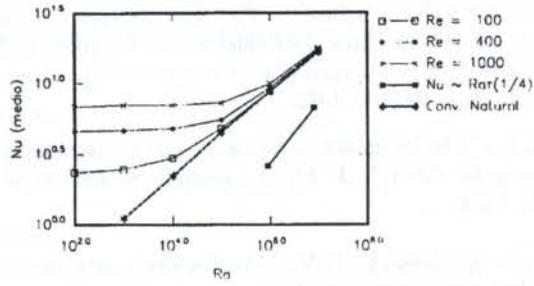


Figura 4: Gráfico $\overline{Nu} \times Ra$

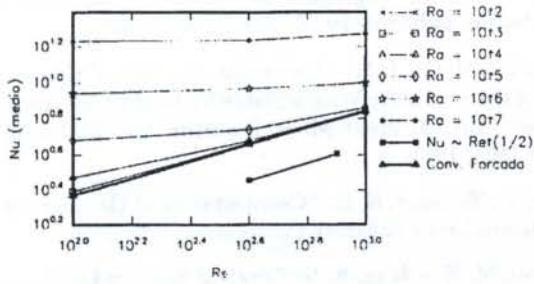


Figura 5: Gráfico $\overline{Nu} \times Re$

a influência decrescente do número de Ra sobre o número de \overline{Nu} , à medida em que o número de Re aumenta. A figura 5 ilustra estes casos, mostrando como a variação de \overline{Nu} com Re segue a lei de potência $Re^{1/2}$, característica de convecção forçada. Note-se como os valores de \overline{Nu} nestes casos são próximos dos de convecção forçada pura ($Ra = 0$). Estes gráficos confirmam a validade do critério expresso em (8), ilustrando os limites dominados pela convecção natural e pela convecção forçada, bem como as regiões onde há equilíbrio entre os dois mecanismos.

CONCLUSÕES

Analisou-se a convecção mista numa cavidade hidrodinâmica com diferentes temperaturas nas paredes verticais. Os resultados da simulação numérica foram interpretados com o auxílio da análise de escala, que mostrou-se uma ferramenta eficiente na interpretação destes resultados. O parâmetro $(Ri/Pr^{1/3})^{1/4}$ dividiu o plano $Re \times Ra$ em domínios de convecção natural e convecção forçada, indicando também a região de equilíbrio entre os dois mecanismos. Apesar deste critério (8) ter sido determinado a partir de escalas deduzidas para o regime de camada limite em placas planas, sua validade se estendeu para todos os casos analisados neste trabalho. Mostrou-se, portanto, um parâmetro adequado ao estudo da convecção natural e forçada combinadas.

REFERÊNCIAS

Bejan, A., "Convection Heat Transfer". Wiley, New York, 1984.

Ghia, U., Ghia, K. N. e Shin, C. T., "High-Re Solutions for Incompressible Flow Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method, **Journal of Computational Physics**, Vol. 48, p. 387-411,1982.

Gill, A. E., "The Boundary Layer Regime for Convection in a Rectangular Cavity", **J. Fluid Mechanics**, Vol. 26, p. 515-536, 1966.

Golub, G. H. e Loan, C. F. V., "**Matrix Computations**", The Johns Hopkins University Press, 4 ed., USA,1985.

Hirt, C. W., Nichols, B. D. and Romero, N. C., "SOLA-Numerical Solution Algorithm for Transient Fluid Flow", **Los Alamos Laboratory**, Report LA-5852,1975.

Iwatsu, R. , Hyun, J. M. e Kuwahara, K., "Mixed Convection in a Driven Cavity With a Stable Vertical Temperature Gradient", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Vol. 36, No. 6, p. 1601-1608, 1993.

Jaluria, Y., Torrance, K. E., "**Computational Heat Transfer**", Hemisphere Publishing Corporation, USA,1986.

Moallemi, M. K. e Jang, K. S., "Prandtl Number Effects on Laminar Mixed Convection Heat Transfer in a Lid-Driven Cavity", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Vol. 35, No. 8, p. 1881-1892, 1992.

Mohamad, A. A. e Viskanta, R., "Effects of the Upper Lid Shear on the Stability of Flow in a Cavity Heated from Below", **Int. J. Heat Mass Transfer**, Vol. 32, p. 2155-2166, 1989.

Morzynski, M. e Popiel, Cz. O., "Laminar Heat Transfer in a Two-Dimensional Cavity Covered by Moving Wall, **Numerical Heat Transfer**, Vol. 13, p. 265-273, 1988.

Patankar, S. V., "**Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**", Hemisphere Publishing Corporation, USA,1980.

Villand, M., "TRIO-VF- Note de Presentation de la Version Octobre 86", **Centre d'Etudes Nucleaires de Grenoble**, França,1986.

ABSTRACT

The problem of the two-dimensional combined free and forced convection in a square lid-driven cavity with differentially heated side walls is analysed. The flow is assumed laminar and the problem is solved numerically by using the Finite Volume-SOLA method. Results are presented for the Rayleigh number ranging from $10^2 - 10^7$ and the Reynolds number values of 100, 400 and 1000. The scale analysis is carried out in order to better understand the phenomenon and to determine the criterion for the transition from a convection dominant type to another.

CONVECÇÃO NATURAL EM REGIME TRANSITÓRIO NO INTERIOR DE UM RECIPIENTE CILÍNDRICO VERTICAL

PAULO VATAVUK e MARCOS DE MATTOS PIMENTA

Departamento de Engenharia Mecânica
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo

RESUMO

A convecção natural de um líquido, que preenche um recipiente cilíndrico vertical, foi estudada por um método numérico. Foi analisado o caso de aquecimento por um fluxo uniforme de calor na parede lateral. Os resultados obtidos com o modelo foram comparados satisfatoriamente com resultados experimentais. Também são mostradas comparações com outros trabalhos computacionais.

INTRODUÇÃO

O aquecimento, ou resfriamento, de um líquido contido em um recipiente cilíndrico vertical, é um problema que tem interesse em diversas áreas de atividade. Podemos citar aplicações na indústria aeroespacial, na siderurgia, na indústria alimentícia e na exploração de petróleo em regiões de clima polar.

Nas aplicações acima, existe interesse no problema genérico, em que ocorrem fluxos de calor variáveis nas superfícies lateral, do fundo e superior. Neste trabalho abordamos a resolução numérica do aquecimento, por um fluxo de calor constante e uniforme na parede lateral, de um líquido que ocupa a altura H no interior de um cilindro vertical de raio R . Na figura 1 temos uma representação esquemática do problema.

Foram publicados vários trabalhos tratando de casos semelhantes ao aqui abordado, os mais próximos são citados a seguir. No trabalho de Clark (1965) temos um resumo dos trabalhos desenvolvidos até aquela data. Em Barakat e Clark (1966) foi feita a resolução numérica do escoamento e os resultados foram verificados pela comparação com medições experimentais de temperatura. Em Hess e Miller (1979) foram feitas medições dos perfis de velocidade com anemômetro a laser. Em Sun e Oosthuizen (1989) foram feitas simulações numéricas para investigar o efeito de vários parâmetros físicos no escoamento e no campo de temperaturas.

Como parte de um esforço para simulação de casos mais gerais, incluindo a turbulência, foi desenvolvido neste trabalho um programa de computador que permite a resolução numérica da versão laminar do problema. Os resultados obtidos foram verificados utilizando os experimentos de Barakat e Clark (1966) e de Hess e Miller (1979). Pretende-se também verificar resultados obtidos em outros trabalhos de simulação numérica. Nos trabalhos anteriores as verificações dos resultados foram feitas quase que exclusivamente pela comparação com temperaturas medidas experimentalmente. Este procedimento fornece uma avaliação preliminar dos

resultados mas não permite uma verificação adequada dos perfis de velocidade obtidos numericamente.

FORMULAÇÃO

Foi suposto escoamento bidimensional axisimétrico e incompressível de um fluido newtoniano. Se as variações de densidade forem pequenas é válida a aproximação de Boussinesq que foi utilizada. Desta forma, as equações da continuidade, do balanço de quantidade de movimento e de energia, aplicadas ao problema, podem ser colocadas na forma da equação (1).

Recipiente cilíndrico vertical
parcialmente preenchido por um líquido

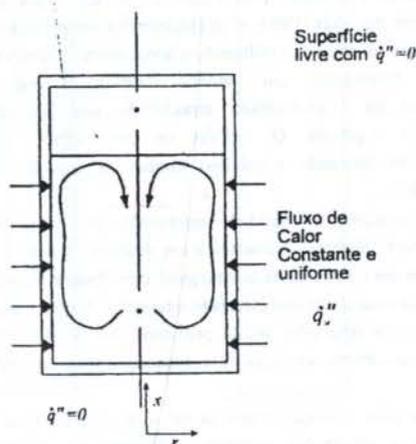


Figura 1 - Representação esquemática do Problema Abordado.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u\phi) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r}(\rho r v\phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left(\Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \Gamma_\phi \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + S_\phi \quad (1)$$

Dependendo de qual equação está sendo representada pela equação (1), a variável ϕ , o parâmetro Γ_ϕ e o termo S_ϕ assumem diferentes significados de acordo com a tabela 1.

Tabela 1 - Variáveis, Parâmetros e Termos da Equação 1.

Equação	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
Continuidade	1	0	0
Movimento Direção x	u	μ	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g \beta (T - T_0)$
Movimento Direção r	v	μ	$-\frac{\partial P}{\partial r} - \frac{\mu v}{r^2}$
Energia	T	$\frac{k}{c_p}$	0

A condição inicial que foi estudada é a de fluido estacionário a uma temperatura uniforme T_0 . As condições de contorno para a velocidade u são de velocidade nula em todo o contorno, exceto na linha de simetria onde temos uma condição de gradiente nulo. Para a velocidade v as condições são de velocidade nula em todo o contorno, exceto no topo onde temos a condição de tensão de cisalhamento nula. Para as temperaturas as condições são de fluxo de calor nulo em todo o contorno exceto na parede lateral.

METODOLOGIA

Neste trabalho, foi desenvolvido um programa de computador para resolver a versão laminar do problema. O método de resolução utilizado foi o método dos volumes finitos. Os fluxos convectivo e difusivo, nas faces do volume finito, foram calculados pelo esquema "lei de potências" descrito em Patankar (1980). O acoplamento entre pressões e velocidades foi resolvido utilizando o procedimento SIMPLE também apresentado em Patankar (1980). O regime transitório foi implementado através de um esquema totalmente implícito. O critério de convergência foi estabelecido limitando o máximo resíduo na equação da continuidade.

O programa foi validado resolvendo uma série de escoamentos clássicos: Escoamento em desenvolvimento na entrada de um tubo; Cavidade retangular com Tampa móvel; Convecção natural em uma cavidade retangular. Nestes testes foram obtidos resultados muito próximos dos obtidos em trabalhos anteriores. Isto mostra a adequação do programa utilizado.

Para cada condição analisada nos itens abaixo, foram feitas várias simulações variando parâmetros que podem afetar o erro no cálculo numérico: malha, intervalo de tempo e resíduo máximo para convergência. Em cada um dos casos analisados foi possível atingir uma situação em que os resultados eram praticamente independentes do intervalo de tempo e do máximo resíduo para convergência. Somente no

caso das simulações do experimento de Barakat e Clark, citado abaixo, não foi possível tornar os resultados totalmente independentes da malha. Entretanto mesmo nestas simulações a variação dos resultados frente a uma duplicação da malha é pequena e então acreditamos que o erro associado a malha não afeta as conclusões deste trabalho.

COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Inicialmente foram simuladas as condições do experimento de Barakat e Clark (1966). Uma vez que estavam disponíveis as temperaturas medidas na parede lateral, estas foram utilizadas ao invés da condição de contorno de fluxo de calor imposto, que pode não ser exata devido ao efeito da inércia térmica da parede. Na figura 2 temos a comparação entre as temperaturas obtidas nas simulações e as medidas experimentalmente. As simulações foram feitas com uma malha não uniforme de $80(x) \times 41(r)$ nós, passo de tempo de tempo $\Delta t = 0.5$ s e a condição de convergência foi um resíduo máximo na equação de continuidade $\dot{m}_r = 10^{-10}$ kg/s. Os resultados se referem a três pontos distintos do escoamento caracterizados pela altura adimensionalizada x/H , a posição do raio adimensionalizado é de $r/R = 0.458$. Pode-se verificar na figura que o modelo tende a fornecer temperaturas um pouco menores que as medidas na região superior e que ocorre o oposto na região inferior. Apesar destas diferenças acreditamos que a comparação com os resultados experimentais foi satisfatória.

Foram feitas também simulações do experimento de Hess e Miller (1979). As condições de contorno foram modificadas nestas simulações pois, no experimento, o fluido preenche totalmente o reservatório e assim deve ser utilizada a condição de velocidade nula na parede superior. As simulações feitas considerando fluxo uniforme de calor na parede lateral resultaram em perfis de velocidade em desacordo com os resultados experimentais. As velocidades calculadas são cerca de 30 a 50% inferiores às medidas experimentalmente. Posteriormente, verificamos que, no experimento, a condução de calor na parede lateral de alumínio poderia alterar o fluxo de calor recebido pelo fluido.

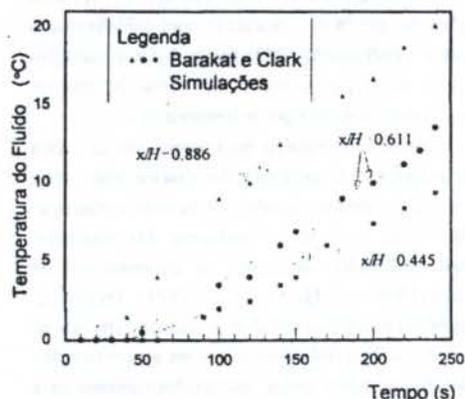


Figura 2 - Comparação Entre as Temperaturas Medidas por Barakat e Clark e as Simulações.

Foram feitas então novas simulações em que a condução de calor nesta parede foi modelada como unidimensional, ocorrendo condução apenas na direção axial. As temperaturas na parede foram calculadas utilizando também o método dos volumes finitos. As velocidades calculadas com este novo modelo estão bem mais próximas das medições experimentais. Os resultados destas novas simulações mostram que a distribuição do fluxo de calor ao longo da parede difere consideravelmente do fluxo uniforme sugerido por Hess e Miller.

O perfil de velocidades calculado com o novo modelo, incluindo a condução na parede, é fornecido na figura 3 juntamente com valores medidos experimentalmente. Nas simulações foi utilizada malha não uniforme com $66(x) \times 58(r)$ nós, $\Delta t = 5$ s e condição de convergência $\dot{m}_e = 10^{-11}$ kg/s. Para $x/H = 0.133$ e $x/H = 0.667$ houve um bom acordo entre o modelo e as medições, a diferença entre estes é inferior ao erro experimental que foi estimado por Hess e Miller em 13%. Para $x/H = 0.967$ verificamos que não houve um bom ajuste aos resultados experimentais. As diferenças são tanto de natureza quantitativa como qualitativa. Nos resultados do modelo temos um escoamento reverso intenso junto a região do eixo de simetria que não foi verificado experimentalmente.

As diferenças que se verificaram junto a linha de simetria em $x/H = 0.967$ podem ser devidas falhas no experimento. Uma análise do resultado das simulações mostrou que o escoamento reverso mais acentuado tem uma causa física. O fluido que escoava junto ao topo se resfriava devido a perda de calor para o fluido logo abaixo. Como consequência ocorrem temperaturas mais baixas junto ao eixo de simetria que diminuem as forças de empuxo e acentuam o escoamento reverso. Novas simulações mostraram que esta tendência pode ser eliminada introduzindo um fluxo de calor uniforme na parede superior.

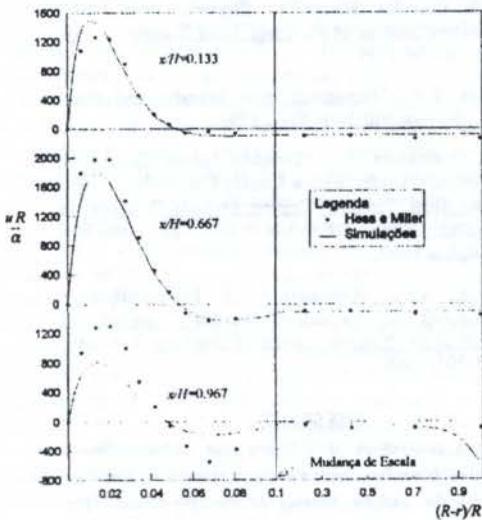


Figura 3 - Comparação entre os Perfis de Velocidade Medidos por Hess e Miller e as Simulações.

Portanto o escoamento observado no experimento poderia resultar de uma falha em manter o topo do recipiente adiabático.

No artigo de Hess e Miller uma ilustração sugere que externamente a parede existem regiões aquecidas intercaladas com regiões não aquecidas. Esta condição não pode ser simulada pois o artigo não fornece nenhuma informação sobre a configuração geométrica destas regiões. Acreditamos que a comparação com os resultados experimentais teria sido ainda melhor caso fosse possível modelar adequadamente este aspecto.

COMPARAÇÕES COM OUTRAS SIMULAÇÕES

Na figura 4 temos uma comparação entre as linhas de corrente calculadas por Barakat e Clark e as obtidas em nossas simulações, citadas anteriormente nas comparações da figura 2. Os valores indicados são os da função de corrente adimensionalizada $\psi' = \rho c_p \psi / (kH)$. Podemos verificar que, para $t = 60$ s, as funções de corrente calculadas por Barakat e Clark tem valor razoavelmente maior que as calculadas em nossas simulações. Observa-se também que em nossas simulações a velocidade do fluido sofre uma série de mudanças de direção na região próxima ao topo. Resultados semelhantes também ocorrem em outros instantes de tempo.

As diferenças entre os resultados das simulações de Barakat e Clark (1966) e as nossas podem ser devidas a erros introduzidos pelo método numérico. Torrance (1968) fez uma avaliação de vários métodos computacionais aplicados a um problema semelhante ao aqui abordado. Esta avaliação mostrou que o método utilizado por Barakat e Clark resulta em velocidades mais elevadas que as calculadas por outros métodos, de forma semelhante ao observado aqui. Estas

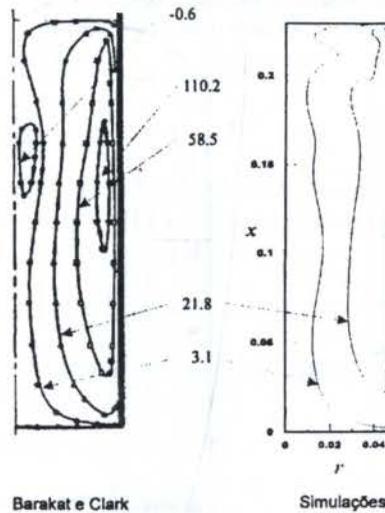


Figura 4 - Comparação entre as Linhas de Corrente Obtidas por Barakat e Clark e as Nossas Simulações.

diferenças ocorrem pois o método utilizado não é conservativo e assim o fluxo de quantidade de movimento ou de calor proveniente de um nó não é igual ao fluxo recebido pelos nós vizinhos. Uma outra fonte de erro nas simulações de Barakat e Clark pode ter sido a utilização de uma malha uniforme com 31x31 nós. Em nossas simulações mesmo utilizando uma malha com 80x41 nós, nas direções x e r respectivamente, e espaçamento não uniforme, ainda assim havia uma pequena influência da malha nos resultados. A comparação com resultados obtidos utilizando uma malha de 106x54 nós, mostra uma variação de no máximo 2% do raio na posição das linhas de corrente apresentadas na figura 4. Portanto acreditamos que a malha utilizada por Barakat e Clark não foi suficientemente refinada.

Fizemos também comparações com os resultados das simulações feitas por Sun e Oosthuizen para $H/R=4$, número de Prandtl 1 e número de Rayleigh de 10^4 . Na figura 5 temos uma comparação entre estes resultados e as nossas simulações para um tempo adimensional de 0.1. Os números indicados são valores adimensionalizados da função de corrente dividida pelo raio local (ψ/r), a mesma variável que foi utilizada no artigo original. As nossas simulações foram feitas utilizando malha não uniforme com $54(x) \times 38(r)$ nós, $\Delta r/R^2 = 0.002$ e condição de convergência $\dot{m}_r / (\rho \alpha R) = 10^{-4}$. Podemos observar na figura que os valores da função de corrente calculados por Sun e Oosthuizen são cerca de 20 a 30% maiores que os obtidos em nossas simulações. Uma outra diferença, de natureza qualitativa, é na posição do centro do vórtice, que em nossas simulações é mais central e que nas de Sun e Oosthuizen tende a ocupar a região superior do recipiente.

No trabalho de Sun e Oosthuizen foi utilizado um método não conservativo, da mesma forma que em Barakat e Clark, e este poderia ser a causa das velocidades mais elevadas que foram observadas. Entretanto, como podemos verificar nos resultados de Torrance (1968), a utilização de

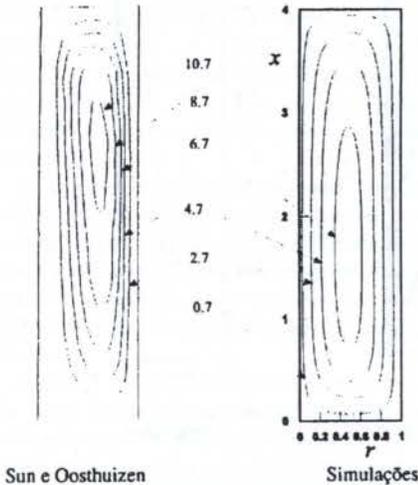


Figura 5 - Comparação entre as Linhas de Corrente Obtidas por Sun e Oosthuizen e as Nossas Simulações.

um método não conservativo não causaria as diferenças qualitativas que aparecem nos resultados. Por outro lado, o bom acordo que obtivemos com resultados experimentais sugere a possibilidade de algum erro na metodologia utilizada no trabalho de Sun e Oosthuizen.

CONCLUSÕES

A comparação com resultados experimentais, da literatura, mostrou que o método utilizado neste trabalho fornece resultados satisfatórios. A comparação com os trabalhos de simulação numérica de Barakat e Clark (1966) e Sun e Oosthuizen (1989), mostrou que estes apresentam resultados razoavelmente diferentes dos obtidos por nós. Estas diferenças devem ser, em parte, devidas a utilização de métodos numéricos não conservativos nestes trabalhos. Uma outra causa pode ser a utilização de malhas, intervalos de tempo ou critérios de convergência inadequados. Nos trabalhos anteriores estes parâmetros não foram avaliados de forma criteriosa e portanto seus efeitos são em parte desconhecidos.

Os resultados satisfatórios, aqui obtidos, indicam que o programa desenvolvido pode ser utilizado na seqüência deste trabalho que irá abordar o regime turbulento.

REFERÊNCIAS

- Barakat, H.Z., Clark, J.A., "Analytical and Experimental Study of the Transient Laminar Natural Convection Flows in Partially Filled Liquid Containers". Proceedings of the Third International Heat Transfer Conference, Vol. 2, pp. 152-162, Chicago, 1966.
- Clark, J.A., "A Review of Pressurization, Stratification and Interfacial Phenomena", International Advances in Cryogenic Engineering, Vol. 10, pp. 259-283, Plenum Press, New York, 1965.
- Hess, C.F., Miller, C.W., "Natural Convection in a Vertical Cylinder Subject to Constant Heat Flux", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 22, pp. 421-30, 1979.
- Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw Hill, New York, 1980.
- Sun, J., Oosthuizen, P.H., "Transient Natural Convection in a Vertical Cylinder with a Specified Wall Flux", 1989 National Heat Transfer Conference-Heat Transfer in Convective Flows, HTD-Vol. 107, pp. 305-314, Philadelphia, 1989.
- Torrance, K.E., "Comparison of Finite-Difference Computations of Natural Convection", Journal of Research of the National Bureau of Standards, Vol. 72B, pp. 281-301, 1968.

ABSTRACT

Natural convection of a liquid that partially fills a vertical cylinder is solved with a numerical method. The flow is caused by the uniform heating of the lateral wall. The results obtained compared well with experimental results. Comparisons with results of other computational works are also shown.

CONVECCION NATURAL TRANSIENTE CONJUGADA EN ESPACIO ANULAR DE CILINDROS CONCENTRICOS HORIZONTALES

Valeri I. Bubnovich, Nelson O. Moraga y César E. Rosas
Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Santiago de Chile
Casilla 446, Correo 2, Santiago, Chile

RESUMEN

Se presenta un análisis analítico-numérico del problema transiente de convección natural en el espacio anular entre dos cilindros concéntricos, considerando el efecto de la conducción de calor que se produce en las paredes. El modelo matemático se escribe y se resuelve en términos de la vorticidad, de la función de corriente y de la temperatura, empleando el método de diferencias finitas y el análisis dimensional. Se definen y se deducen dos criterios de conjugación que predicen cuando el efecto de conducción en las paredes es de consideración.

INTRODUCCION

La convección natural en los canales anulares se estudia con mucho interés a raíz de su amplia aplicación en diferentes dispositivos técnicos como, por ejemplo, en plasmotrones, en los convertidores de la energía solar, en los aparatos de tecnología química y alimenticia (Luikov (1980)), según los números de Grashoff y el valor de separación de los cilindros. La pérdida de estabilidad de la corriente para diferentes separaciones de cilindros ha sido estudiada por Powe et al (1971). Custer y Shaughnessy, usando las técnicas de descomposición en series para los números de Grashoff y de Prandtl, estudiaron la convección natural para diferentes tipos de condiciones térmicas de borde en ambos cilindros. La influencia del número de Prandtl sobre la solución del problema fue examinada numérica y experimentalmente por Kuehn y Goldstein (1976). El caso de algunas posiciones excéntricas de los cilindros se estudió por Cho et al (1982). Farouk y Guceri (1982) presentaron la solución del mismo problema pero para el régimen turbulento. En la mayoría de los trabajos mencionados arriba el flujo del fluido se consideró permanente; el caso transiente se estudió en diferencias finitas por Tsui y Trambly (1984). Un caso extremo fue estudiado numérica y analíticamente por Fant et al. (1990) cuando para los números de Rayleigh altos el flujo de fluido en el espacio anular pierde su estabilidad y se transforma en una estructura periódica multicelular. Últimamente se da mayor atención a la solución de los problemas conjugados de la convección natural en diferentes espacios cerrados. Por primera vez este problema con el planteamiento conjugado fue estudiado analítico-numéricamente por Rotem (1972). El cilindro interior fue considerado macizo y el problema permanente. Bubnovich y Kolesnikov (1986) presentaron por primera vez la solución del problema térmico de primera clase transiente y conjugado; más tarde ellos mismos (1988) presentaron una comparación detallada de las soluciones del mismo problema en el planteamiento conjugado y no conjugado. En este trabajo se pretende presentar algunos resultados del estudio numérico del intercambio de calor por convección natural transiente con diferentes tipos de condiciones térmicas de borde y además, en base al análisis dimensional, deducir los criterios de conjugación que determinan los intervalos de variación de los parámetros fundamentales que gobiernan la transferencia de energía en el

espacio anular cuando se puede considerar el problema como no conjugado.

MODELO MATEMATICO Y METODO NUMERICO

Usando el sistema de coordenadas cilíndricas las ecuaciones diferenciales adimensionales que describen el problema a estudiar tienen la forma (Kolesnikov y Bubnovich (1988)):

$$\frac{\partial w}{\partial Fo} + u \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} = \text{Pr} \nabla^2 w + Gr \cdot \text{Pr}^2 \cdot \left[\text{sen} \varphi \frac{\partial T_f}{\partial r} + \frac{\cos \varphi}{r} \frac{\partial T_f}{\partial \varphi} \right] \quad (1)$$

$$w = -\nabla^2 \psi \quad (2)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial Fo} + u \frac{\partial T_f}{\partial r} + \frac{v}{r} \frac{\partial T_f}{\partial \varphi} = \nabla^2 T_f \quad (3)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial Fo} = \alpha \nabla^2 T_s \quad (4)$$

donde

$$r = r^* / r_i, w = \Omega r_i^2 / a_f, \psi = \Psi / a_f, Fo = a_i \cdot t / r_i^2$$

$$R = r_e / r_i; u = v_r \cdot r_i / a_f, v = v_\varphi \cdot r_i / a_f, a = a_s / a_f,$$

$$\text{Pr} = \nu / a_f, \nu = \nu \psi / \partial r, u = -r^{-1} \partial \psi / \partial \varphi,$$

$$\nabla^2 = \partial^2 / \partial r^2 + r^{-1} \partial / \partial r + r^{-2} \partial^2 / \partial \varphi^2$$

Se consideran las siguientes condiciones iniciales y de borde:

$$Fo = 0: \psi = w = T_f = T_s = 0;$$

$$\varphi = 0, \pi \text{ (ejes de simetría):}$$

$$\psi = w = \partial T_f / \partial \varphi = \partial T_s / \partial \varphi = 0;$$

$$r = 1, R: \psi = \partial \psi / \partial r = 0;$$

$$T_f = T_s, \partial T_s / \partial r = k \partial T_f / \partial r, w = -\partial^2 \psi / \partial r^2;$$

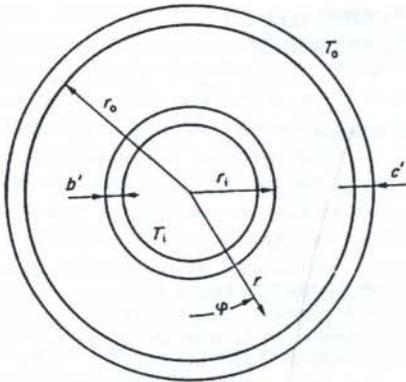


Figura 1: Geometría del canal.

Las condiciones térmicas de borde sobre ambos cilindros pueden ser alternativamente de primera (5) o de segunda clase (6):

$$r = 1 - c; T_r = 1; r = R + C; T_r = 0; \quad (5)$$

en este caso $T = (T^* - T_0) / (T_1 - T_0)$ y $Gr = g\beta(T_1 - T_0)r_i^3 / \nu^2$;

$$\begin{aligned} r = 1 - C; \quad \partial T_r / \partial r = 1 / (1 - C); \\ r = R + C; \quad \partial T_r / \partial r = 1 / (R + C); \end{aligned} \quad (6)$$

en este caso $T = T^* / \left(\partial T^* / \partial r \right)_{r=r_i} \cdot r_i$ y

$$Gr = g\beta \left(\partial T^* / \partial r \right)_{r=r_i} \cdot r_i^4 / \nu^2$$

Como el resultado del planteamiento conjugado del problema en el modelo matemático aparecen los 3 parámetros adimensionales siguientes:

1. la relación entre las conductividades térmicas del fluido y del sólido, $k = k_f / k_s$,
2. la relación entre las termofusividades del sólido y del líquido, $a = a_s / a_f$;
3. el espesor adimensional de las paredes del canal, $c = \frac{c'}{r_i}$.

La solución del problema depende de los parámetros Gr, Pr, k, a, R, C que se varían en los siguientes intervalos: $200 \leq Gr \leq 38800$; $0,02 \leq Pr \leq 0,7$; $0,02 \leq k \leq 0,8$; $2 \leq a \leq 500$; $1,5 \leq R \leq 5,0$; $0,01 \leq C \leq 0,4$. El sistema de ecuaciones (1) - (4) junto con sus condiciones iniciales y de borde se resuelve en base al esquema implícito de diferencias finitas con el método de direcciones alternadas (Klesnikov y Bubnovich (1988)). Los números locales de Nusselt sobre cada cilindro se calculan según las fórmulas siguientes (Powe et al (1971)):

$$Nu_i = -\ln R \cdot \left[\partial T / \partial r \right]_{r=r_i}$$

$$Nu_o = -R \ln R \cdot \left[\partial T / \partial r \right]_{r=r_o}$$

A través de las expresiones siguientes

$$\overline{Nu}_i = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} Nu_i d\varphi, \quad \overline{Nu}_o = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} Nu_o d\varphi$$

se encontraron los números medios de Nusselt en cada cilindro. La seguridad, la eficiencia y el rango de confianza del algoritmo construido fueron comprobados en base a varios test-controles comparando los resultados numéricos existentes en la literatura para el caso no conjugado; por ejemplo, nuestros resultados para el caso $k \rightarrow 0$ y $c \rightarrow 0$ y

1. $Pr = 0,7, R = 1,57, Ra = 14420$ (Powe et al (1971));
2. $Pr = 0,01, R = 5,0, Gr = 200$ (Custer y Shaughnessy (1977))
- 3.a. $Pr = 0,7, R = 1,5, Gr = 4850$
- 3.b. $Pr = 0,7, R = 2,0, Gr = (10000, 26600, 38800)$ (Tsugi y Tremblay (1984))

tenían excelentes coincidencias en los resultados de estos trabajos.

En el resultado de este análisis elegimos la malla de trabajo no uniforme en la dirección radial (19 nodos) y uniforme en la dirección azimutal (21 nodos) para las corrientes que emplean la condición $Gr \cdot Pr \leq 50000$ (Powe et al. (1971)).

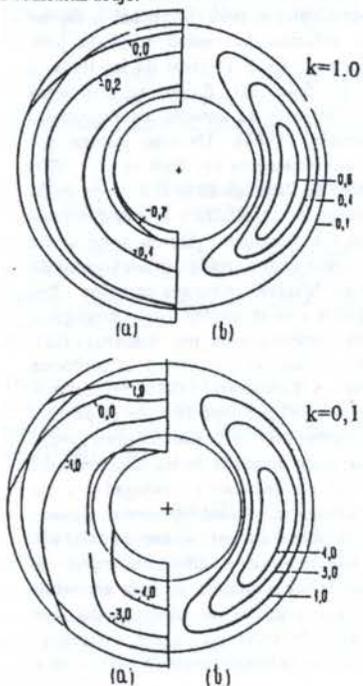
RESULTADOS

El objetivo general de este trabajo fue estudiar la influencia térmica de las paredes del canal sobre el desarrollo de la corriente y del campo de temperaturas entre ambos cilindros.

Por consiguiente, estudiando el problema con las condiciones térmicas de primera y de segunda clase los parámetros adimensionales tomaron los siguientes valores:

temperaturas impuestas: $Gr = 10000; R = 2,0; Pr = 0,7; 0,0 \leq k \leq 0,8; 2 \leq a \leq 500; 0,01 \leq C \leq 0,4$;
 flujos de calor impuestos: $Gr = 1000; R = 2,0; Pr = 0,7; c = 0,25; a = 2; 0,0001 \leq k \leq 1$.

Los resultados obtenidos se presentan en las figuras 2 a 4 y se comentan abajo.



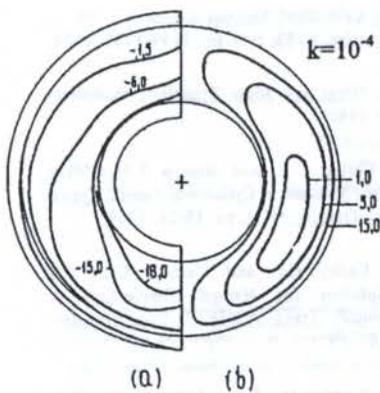


Figura 2.: Isotermas (a) y líneas de corriente (b); segundo problema térmico.

La transformación de la corriente y del campo de temperaturas en el canal que provoca la variación de la conductividad térmica adimensional del fluido se presenta en la figura 1. Se ve que la intensidad de la convección natural / $\psi \text{ max}$ / crece cuanto menor se toma el valor de la resistencia térmica de las paredes del canal (más alto k_s o más bajo c). La evolución de la corriente del fluido es análoga a la observada al disminuir el número de Grashoff y se manifiesta siempre en la forma más fuerte para el segundo problema térmico. Para los valores de k iguales a 1.0, 0.1 y 0.0001 las cantidades / $\psi \text{ max}$ / resultaron 0.74, 4.45 y 17.2 respectivamente. El desarrollo del campo de temperaturas confirma el crecimiento de la intensidad de movimiento del fluido lo que evidencia la desviación de las isotermas de las circunferencias concéntricas, sobre todo en la parte inferior del canal. La temperatura de la superficie interior de cada cilindro no es constante, como se ve de la figura, sino que crece con la coordenada azimutal.

En el primer problema térmico fue estudiada además la influencia de la resistencia térmica de las paredes sobre los números de Nusselt locales y medios en cada cilindro. Fue demostrado por ejemplo que variando el espesor adimensional de las paredes en el intervalo $0.01 \leq c \leq 0.4$ se puede alterar los números medios de Nusselt sobre cada cilindro hasta en 60% y más (ver figura 3).

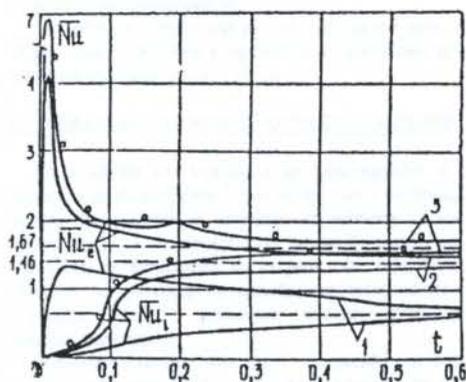


Figura 3: Los números de Nusselt transientes en el cilindro interior (Nu_i) y exterior (Nu_e): 1 - $c = 0.4$; 2 - 0.1; 3 - 0.01; $Gr = 10000$, $Pr = 0.7$, $k = 0.4$, $a = 2.0$; 0 - la solución del problema no conjugado.

Además, la función $\overline{Nu}(t)$ para un problema conjugado como éste siempre parte de cero y alcanza un máximo cuyo valor también depende considerablemente de la resistencia térmica de las paredes. Para el mismo problema no conjugado como se sabe (Tsui y Trambly (1984)) $\overline{Nu} \rightarrow \infty$ cuando $t \rightarrow 0$ lo que contradice a la realidad física. También se encontró que el tiempo de salida de la solución del problema al régimen permanente es menor para las paredes de menor resistencia térmica: por ejemplo, cuando el espesor de las paredes c disminuye de 0.4 a 0.01 se alcanza en el sistema el régimen permanente en un 30% más rápido. Los números locales de Nusselt en el régimen permanente no son constantes como se ve en la figura 4 y sus variaciones relativas alcanzan 200 y 130% sobre el cilindro exterior e interior respectivamente. Además, la variación de la conductividad térmica de las paredes k afecta mucho (hasta un 70% y más) a los números locales de Nusselt en la parte superior del cilindro exterior y en la parte inferior del canal sobre el cilindro interior. En el resto de ambas superficies los cambios de los números de Nusselt del orden de 1%.

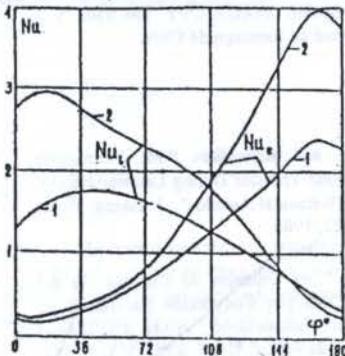


Figura 4: Los números locales de Nusselt en cada cilindro: 1 - $k = 0.4$, 2 - 0.01; $C = 0.2$, $Gr = 10000$, $Pr = 0.7$.

El tercer parámetro propio de cualquier problema térmico transiente conjugado que ésta presenta implícitamente en la ecuación de conductividad térmica (4) es el parámetro adimensional de termodifusividad a de las paredes. Este parámetro afectó sólo la solución transiente del problema y el tiempo necesario para que el sistema consiga el régimen permanente: para mayores valores de a este tiempo es siempre mejor.

La necesidad frecuente de la obtención de una dependencia funcional a través de la cual se podría cuantitativamente apreciar si es necesario o no investigar el problema de convección libre como conjugado o con una exactitud práctica suficiente despreciar la influencia térmica de las paredes estimuló introducir dos criterios de conjugación. El primer criterio llamado estacionario fue definido así: $E = k \cdot C \cdot Gr^{1/4} \cdot Pr^{1/4} / \pi$; en base al análisis dimensional fue demostrado (Bubnovich (1992)) que cuando $(c/\pi)^2 \ll 1$ existe el siguiente intervalo $c/\pi \ll E \ll \pi/c$ para los parámetros fundamentales del problema en el cual se puede despreciar las diferencias entre las temperaturas y los flujos de calor a ambos lados de la misma pared y el problema de convección natural permanente se puede estudiar como no conjugado.

El segundo criterio B llamado no estacionario que caracteriza la relación entre los tiempos de calentamiento del fluido y del sólido se define de la manera siguiente: $B = t_f / t_s$. En el mismo trabajo (Bubnovich (1992)) fue

encontrado que esta relación vale aproximadamente lo siguiente: $B \sim a / (Gr \cdot Pr \cdot \pi)^{1/2}$. Cuando $B \ll 1$, $t_f \ll t_s$ y el problema de convección natural puede considerarse como cuasi estacionario en el fluido y no estacionario en el sólido. El caso $B > 1$, $t_f > t_s$, significa que el sólido se calienta más rápido que el fluido a través de su capa límite y por consiguiente el problema puede considerarse como cuasi estacionario en el sólido y no estacionario en el fluido. Obviamente, el problema de la convección natural transiente puede estudiarse en el planteamiento no conjugado siempre y cuando se cumplan ambas condiciones, es decir cuando $c/\pi \ll E \ll \pi/c$ y $B > 1$. De esta manera, en base a estos dos criterios de conjugación se logró separar los problemas conjugados de la convección natural transiente en los canales anulares circulares horizontales de los problemas no conjugados.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo recibido de CONICYT en el proyecto FONDECYT 194-0202 y a DICYT de la Universidad de Santiago de Chile.

REFERENCIAS

- Bubnovich V. I. and Kolesnikov P.M., "Conjugate Unsteady-State Heat Transfer During Laminar Natural Convection in a Horizontal Annulus", *J. Engng. Phys.*, 51(4), pp. 576-583, 1986.
- Bubnovich V.I., "Los Criterios de Conjugación del Intercambio de Calor por Convección Natural en los Canales Anulares Horizontales", *Actas del Octavo Simposio Chileno de Física, U.T.F.S.M., V.1, N°167*, pp.117-123, 1992.
- Custer J.R. and Shaughnessy E.J., "Thermoconvective motion of Low Prandtl Number Fluids within a Horizontal Cylindrical Annulus", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 99(4), pp. 97 - 105, 1977.
- Cho C.H., Chang K.S. and Park K.H., "Numerical Simulation of Natural Convection in Concentric and Eccentric Horizontal Cylindrical Annulus", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, T. 104, N°4, pp. 47-54, 1982.
- Fant D.B., Prusa J. and Rothenayer A.P., "Unsteady Multicellular Natural Convection in a Narrow Horizontal Cylindrical Annulus", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, May, V. 112, pp. 379-386, 1990.
- Farouk b. and Guceri S.I., "Laminar and Turbulent Natural Convection in the Annulus between Horizontal Concentric Cylinders", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, T. 104, N°4, pp. 55 - 59, 1982.
- Kuehn T. H. and Goldstein R.J., "An experimental and Theoretical Study of Natural Convection in the Annulus between Horizontal Concentric Cylinders", *J.Fluid Mech.*, 74, pp. 695-719, 1976.
- Kolesnikov P. M. and Bubnovich V.I., "Non-Stationary Conjugate Free-Convective Heat Transfer

in Horizontal Cylindrical Coaxial Channels", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V. 31, N°6, pp. 1149-1155, 1988.

- Luikov A.V., "*Heat and Mass Transfer*", Publishers Mir, Moscow, 1980.
- Powe R.E., Carley C.T. and Bishop E.H., "Free Convective Flow Patterns in Cylindrical Annuli", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 91(3), pp. 18-24, 1969.
- Powe R.E., Carley C.t. and Carruth C.L., "A Numerical Solution for Natural Convection in Cylindrical Annuli", *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 93(2), pp. 78-87, 1971.
- Roteru Z., "Conjugate Free Convection from Horizontal Conducting Circular Cylinders", *Int. J. Heat Mass Transfer*, 15, pp. 1679 - 1693, 1972.
- Tsui Y.T. and Tremblay B., "On Transient Natural Convection Heat Transfer in the Annulus between Concentric, Horizontal Cylinders with Isothermal Surface", *Int. J. Heat Mass Transfer*, V. 27, N°1, pp. 103-111, 1984.

ABSTRACT

A combined analytical and numerical analysis is made for an unsteady natural convection problem in the annular gap between two concentric cylinders taking into account the heat conduction in both inner and outer walls. The mathematical model is written in terms of the vorticity, the stream function and the temperature and is solved by making use of a finite difference numerical scheme. Two conjugation criteria are deduced and they are used to predict under what conditions the conduction in the walls affects the natural convection.

CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO DE SUPERFÍCIES PARA INTENSIFICAÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Jurandir Itizo Yanagihara, Antonio Luiz Pacifico
Departamento de Engenharia Mecânica
Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - Brasil

Resumo

O objetivo deste trabalho é analisar criticamente alguns dos critérios de avaliação de desempenho existentes para aplicação em superfícies de intensificação de transferência de calor. Quatro critérios foram selecionados e aplicados a cinco superfícies para intensificação. Os resultados indicam que há parcialidade na avaliação de cada um dos critérios, já que cada critério valoriza diferentes aspectos de acordo com os seus objetivos e limitações.

INTRODUÇÃO

Alimentadas principalmente pelo setor industrial, as principais pesquisas na área de intensificação de transferência de calor vem mostrando um acelerado crescimento, resultado este da busca de trocadores de calor compactos mais eficientes.

Esta eficiência é buscada em termos da redução da perda de carga nos condutos, na diminuição da área de transferência de calor e, principalmente, no aumento da capacidade de transferência de calor.

Muitas são as técnicas utilizadas para obter-se a intensificação da transferência de calor, algumas até bastante conhecidas, como a utilização de superfícies do tipo *offset strip fin*. Bergles (1988) e Balaras (1990) apresentam as técnicas mais usadas, bem como as mais promissoras.

No contexto de intensificação de transferência de calor aplicada a trocadores de calor compactos, o livro de Kays e London (1984) é uma referência básica, onde encontram-se definições e parâmetros geométricos de diversas superfícies aplicadas a transferência de calor.

Como a variedade destas superfícies, bem como suas qualidades específicas na intensificação da transferência de calor, como por exemplo pequeno volume e alta taxa de transferência de calor, vêm aumentando significativamente, é necessário avaliar-se o desempenho dessas superfícies segundo objetivos aos quais se queiram aplicá-las. Para isso utilizam-se os Critérios de Avaliação de Desempenho.

O objetivo deste trabalho é justamente este. Apresentar alguns destes critérios e aplicá-los a superfícies selecionadas, comparando então os resultados.

CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

Os Critérios de Avaliação de Desempenho, a partir dos objetivos de desempenho - que podem ser a diminuição da área frontal do trocador, o aumento do número de unidades de transferência, a diminuição da perda de carga, etc. - e das restrições, ou limitações do projeto - ou seja, fluxo mássico constante, temperaturas de entrada fixas, temperatura superficial constante, etc. -, permitem avaliar várias superfícies simultaneamente.

O primeiro destes critérios é o sugerido por Soland *et al.* (1978). Seu objetivo é comparar o número de unidades de transferência, Ntu , com a potência de bombeamento, P , ambos relativos ao volume externo do trocador de calor compacto composto por qualquer superfície de intensificação de transferência de calor. Suas limitações são: fluxo mássico

constante, temperaturas dos fluidos quente e frio na entrada fixas e aplicabilidade somente a superfícies aletadas. Suas expressões gerais são:

$$\frac{Ntu}{V} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\beta}{d_h} \cdot \eta \cdot j \cdot Re \quad (1)$$

$$\frac{P}{V} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\beta}{d_h^3} \cdot f \cdot Re \quad (2)$$

onde β é a razão entre a área total de transferência de calor, A , e o volume do lado externo do trocador, V ; η é a eficiência devido a transferência de calor por condução da superfície aletada; d_h o diâmetro hidráulico da superfície; j , o coeficiente de Colburn baseado em A ; f , o fator de atrito e Re , o número de Reynolds.

A análise de desempenho através critério é feita apresentando-se um gráfico de Ntu/V contra P/V .

O segundo critério selecionado foi o de Prasad e Shen (1993), que baseia-se numa análise exérgica. Os mecanismos de transferência de calor reduzem a destruição de exergia devido a ocorrência de transferência de calor através de diferenças de temperatura menores. Entretanto, a destruição de exergia aumenta com o incremento da perda de carga nos condutos. A destruição líquida de exergia resulta de ambos os efeitos e é o que constitui este critério. A expressão para a destruição líquida de exergia adimensional, $\Delta \Psi^*$, é:

$$\Delta \Psi^* = \tau \cdot (1 - e^{-\tau}) \cdot \ln \left(\frac{1 + \tau \cdot e^{-\tau}}{1 + \tau} \right) \cdot \frac{f \cdot Re \cdot SBr}{8 \cdot Nu} \cdot \ln \left(\frac{1 + \tau \cdot e^{-\tau}}{(1 + \tau) \cdot e^{-\tau}} \right) \quad (3)$$

onde

$$\tau = \frac{T_1 - T_2}{T_p} \quad (4)$$

$$\gamma = \frac{4 \cdot k \cdot Nu}{\mu \cdot c_p \cdot d_h \cdot Re} \quad (5)$$

$$SBr = \frac{\mu \cdot U^2}{k \cdot T_p} \quad (6)$$

Nas eqs. (3) a (6), T_1 é a temperatura do fluido externo na entrada; T_p é a temperatura superficial, constante; k , a condutibilidade térmica do fluido; c_p , o calor específico a pressão constante do fluido; μ , a viscosidade dinâmica do fluido; L , o comprimento da superfície; Sbr , o pseudo-número de Brinkman; e Nu , o número de Nusselt em função de Re .

A limitação deste critério é a exigência de que T_p seja constante. A avaliação por este critério é feita num gráfico de $\Delta \Psi'$ contra Re . Na eq. (3) os dois primeiros termos referem-se à destruição de exergia devido à transferência de calor e o terceiro à destruição de exergia devido à perda de carga. A adimensionalização da eq. (3) é feita dividindo-se $\Delta \Psi$ pelo termo $m \cdot T_0 \cdot c_p$, onde m é o fluxo mássico e T_0 a temperatura do meio.

O terceiro critério avaliado é o proposto por Cowell (1990), que apresenta uma família de sub-critérios para compararem-se configurações de superfícies de trocadores de calor compactos. Mostra quantas combinações são possíveis entre os valores relativos de diâmetro hidráulico, d_h , potência de bombeamento, P , número de unidades de transferência, Ntu , área frontal, A_f , e volume, V , comparados dois a dois, com outros dois mantidos fixos. Como são muitos os sub-critérios propostos por Cowell (1990), resolveu-se escolher somente um como exemplo. Escolheu-se então o critério no qual compara-se a área frontal, A_f , com o volume do trocador, V , mantendo-se fixos Ntu e P . As expressões para esta comparação são:

$$A_f \cdot \left(\frac{f}{\sigma \cdot j}\right)^{1/2} \cdot \left(\frac{Ntu^* \cdot \dot{m}^3 \cdot Pr^{1/2}}{2 \cdot \rho^2 \cdot P^*}\right)^{1/2} \cdot A_f^* \cdot A_j^* \quad (7)$$

$$V \cdot \frac{f \cdot Re}{\sigma \cdot j^2} \cdot \frac{(Ntu^*)^2 \cdot \dot{m}^2 \cdot \mu \cdot Pr^{1/2}}{8 \cdot \rho^2 \cdot P^*} \cdot V^* \cdot V^* \quad (8)$$

onde σ é a razão entre a área mínima de escoamento livre, A_c , definida em Kays e London (1984) e a área frontal, A_f . Quanto aos sobrescritos das eqs. (7) e (8): (*) indica parte do parâmetro associado com a solução; (+), parâmetro fixado; e ('), parte do parâmetro associado com o problema. Neste critério a comparação será feita através de um gráfico de A_f^* contra V^* . Como pode-se notar, este critério limita o fluxo mássico, mantendo-o constante.

O quarto e último critério selecionado foi o de Webb (1981), que define os benefícios de uma superfície de intensificação de transferência de calor através da área total de troca de calor, A , em relação a uma superfície de referência. Usando o subscrito (0) para os parâmetros da superfície de referência, as restrições deste critério são:

$$\frac{Q}{Q_0} \cdot \frac{P}{P_0} \cdot \frac{\dot{m}}{\dot{m}_0} \cdot 1 \quad (9)$$

onde Q é o fluxo de calor e m o fluxo mássico do fluido.

As equações básicas deste critério são:

$$\frac{Re}{Re_0} \cdot \frac{d_h}{d_{h0}} \left(\frac{j_f}{j_{f0}}\right)^{1/2} \quad (10)$$

$$\frac{A}{A_0} \cdot \frac{d_h}{d_{h0}} \cdot \frac{Re}{Re_0} \cdot \frac{j_f}{j_{f0}} \quad (11)$$

Então com j , j_0 , f , f_0 , d_h e d_{h0} , Re pode ser determinado explicitamente em função de Re_0 . Quando Re_0 e Re são conhecidos, A/A_0 pode ser obtida pela eq. (11).

Os resultados deste critério são mostrados num gráfico de A/A_0 contra Re_0 .

A apresentação completa, bem como uma análise crítica destes quatro critérios encontram-se em Pacifico (1995).

SUPERFÍCIES SELECIONADAS PARA APLICAÇÃO NOS CRITÉRIOS DE AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO

Pacifico (1995) aplicou quinze superfícies de intensificação de transferência de calor aos quatro critérios acima expostos. Para este trabalho, escolheu-se aplicar somente cinco destas superfícies, a título de ilustração. Estas superfícies são apresentadas na tabela 1 (referências, tipo e nome escolhido) e na figura 1 (com as legendas utilizadas nos resultados) abaixo.

Tabela 1: Superfícies de Intensificação de Transferência de Calor

REFERÊNCIAS	TIPO	NOME
Joshi e Webb (1987)	Offset strip fin	OSF1
Brockmeier et al. (1993)	Aletas planas formando seções transversais retangulares	PFRs
Brockmeier et al. (1993)	Aletas planas formando seções transversais triangulares	PFTs
Brockmeier et al. (1993)	Offset strip fin	OSF2
Brockmeier et al. (1993)	Louvered fin	Louv

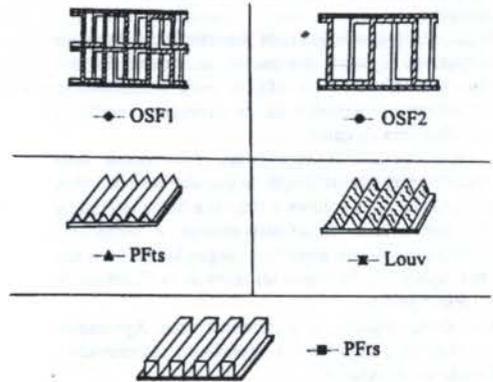


Figura 1: Superfícies de Intensificação de Transferência de Calor Selecionadas

Todas as superfícies da tabela 1 e figura 1 podem ser aplicadas aos quatro critérios, pois respondem às suas restrições.

RESULTADOS

Todos os resultados desses critérios são apresentados em função de Re , explícita ou implicitamente. Re , por sua vez, está baseado num comprimento característico, que na maioria dos casos é o diâmetro hidráulico. Em algumas ocasiões, os autores de superfícies de intensificação de transferência de calor exprimem Re em função de outro comprimento característico que não é o diâmetro hidráulico. Para poder-se efetuar as comparações entre as superfícies nos critérios de avaliação de desempenho, é preciso que todas tenham Re em função de d_h , ou

seja, que todas possuam a mesma base. Isto foi feito para as superfícies que o necessitaram, que no caso das superfícies da tabela 1 é somente a superfície OSF1.

O fluido escolhido para a avaliação nos critérios foi o ar com as propriedades avaliadas a 333 K. Como o critério de Prasad e Shen (1993) exige valores para a temperatura na parede (T_p) e de entrada do fluido (T_1), adotou-se 373 K e 298 K, respectivamente.

A figura 2 mostra os resultados do critério de Soland *et al.* (1978). Este critério leva em consideração a influência das aletas que compõem as superfícies, na intensificação da transferência de calor - parâmetro η na eq. (1) - e na perda de carga - parâmetro β nas eqs. (1) e (2). Ao fazer-se isto, leva-se em conta um maior número de parâmetros do que somente o compromisso entre j e f . Do resultado obtido, pode-se estabelecer dois níveis de desempenho. O primeiro ocupado pelas superfícies OSF1, OSF2 e Louv, e o segundo pelas superfícies PFRs e PFTs. Uma característica interessante diz respeito às superfícies PFTs e Louv. Ambas possuem a mesma configuração geométrica, mas as venezianas, ou *louvers*, acrescentadas à superfície PFTs e que constituem a superfície Louv, melhoram sensivelmente a eficiência na transferência de calor, sem aumentar demasiadamente a perda de carga (potência de bombeamento). O que ocorre é a quebra consecutiva da camada limite, que aumenta o coeficiente de película médio. O mesmo pode ser dito em relação às superfícies OSF1 e OSF2, que são modificações da superfície PFRs, onde os canais retangulares contínuos passam a formar canais retangulares de pequenas passagens e alternados, novamente quebrando consecutivamente a camada limite e intensificando a transferência de calor.

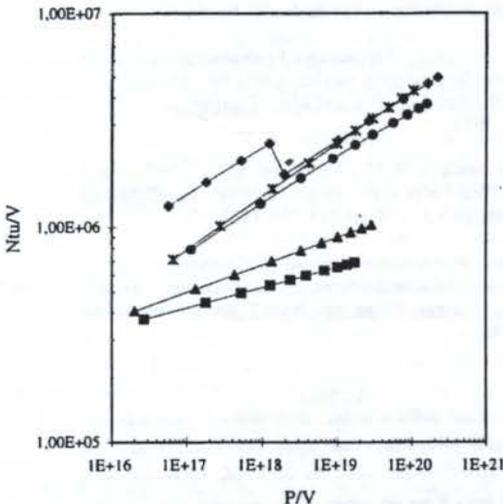


Figura 2: Resultados do Critério de Soland *et al.* (1978) para as superfícies selecionadas

O critério de Prasad e Shen (1993), avalia o impacto do incremento de Re na destruição de exergia adimensional, $\Delta\Psi^*$. Quando aumenta-se Re , incrementa-se a predominância dos efeitos cinéticos sobre os viscosos, posto que Re traduz a razão entre os dois efeitos. Aumentar os efeitos cinéticos significa incrementar a velocidade do escoamento (desde que os outros parâmetros de Re não sejam alterados, o que é o caso destas comparações). Portanto, este critério indica se este aumento na velocidade do escoamento influencia aumentando ou diminuindo a destruição de exergia: aumentará quando a velocidade, devido ao seu incremento, influenciar mais na perda de carga que na transferência de calor, e diminuirá quando ocorrer o contrário.

Os resultados da aplicação destes critérios às superfícies selecionadas são apresentados na figura 3. Eles indicam dois

tipos de comportamento: aumento da destruição de exergia com o incremento de Re para as superfícies OSF1, OSF2 e Louv, e diminuição da destruição de exergia com o incremento em Re para as superfícies PFRs e PFTs. Logo, em termos de destruição líquida de exergia, as superfícies PFTs e PFRs são mais eficientes que as demais. Os resultados também permitem deduzir que os mecanismos de intensificação de transferência de calor das superfícies OSF1, OSF2 e Louv (que são alterações das superfícies PFRs e PFTs), induzem a uma perda de carga alta, já que a destruição de exergia, com o incremento de Re , só poderá aumentar com a perda de carga.

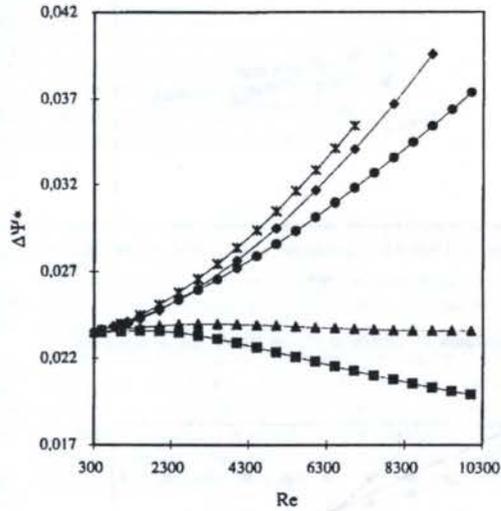


Figura 3: Resultados do Critério de Prasad e Shen (1993) para as superfícies selecionadas

Os resultados obtidos para essas superfícies no sub-critério escolhido de Cowell (1990) são mostrados na figura 4. Observando-os, pode-se notar que a melhor superfície, segundo este critério é a OSF1, que obteve, comparada às demais, os melhores índices para uma pequena área frontal, um resultado muito procurado em determinados trocadores de calor compactos, como evaporadores e condensadores de aparelhos de ar condicionado. Pode-se observar também o comportamento quase idêntico, segundo a avaliação deste critério para as superfícies PFRs e PFTs. Exceto a superfície OSF1, todas as outras diminuem a área frontal com o aumento do volume. O comportamento inverso da superfície OSF1, isto é, num trecho diminui e no outro aumenta a área frontal com o incremento do volume, está ligado ao fato desta superfície apresentar transição do regime laminar para o turbulento na faixa de aplicação (em termos de Re) das suas correlações para j e f , mudando assim de comportamento. Isto também pode ser visto na figura 2 - critério de Soland *et al.* As outras superfícies não apresentam transição no escoamento sendo, portanto, contínuas.

Finalmente, os resultados para o critério de Webb (1981) são mostrados na figura 5. A superfície de referência escolhida para a aplicação deste critério foi a PFRs.

É fácil observar que as melhores superfícies são a OSF1, Louv e OSF2, sendo que a OSF2 obtém a melhor curva. Para $Re_0 = 10000$, esta superfície fornece $A/A_0 = 0,20$, ou seja, 80% de redução da área superficial. Esta redução significa que esta superfície necessita apenas de 20% da área total de transferência de calor da superfície PFRs para fornecer o mesmo nível de transferência de calor. O mesmo deve ser entendido para qualquer outra curva da figura 5. Uma característica deste critério é que ele avalia as superfícies segundo uma compactação longitudinal (resultado implícito na área total de transferência de calor A). Por outro lado, o critério escolhido de Cowell (1990)

buscava uma avaliação da compactação vertical (implícita na área frontal, A_f^*).

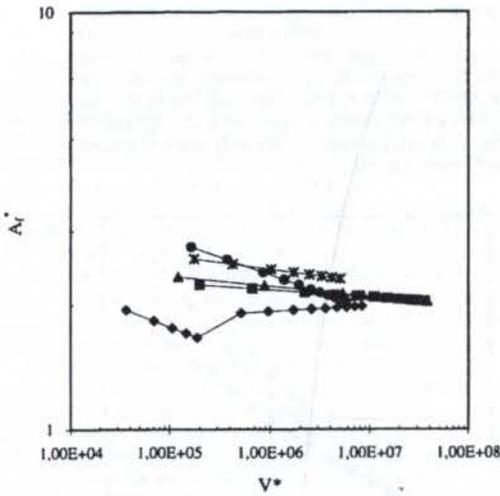


Figura 4: Resultados do Critério de Cowell (1990) para as superfícies selecionadas

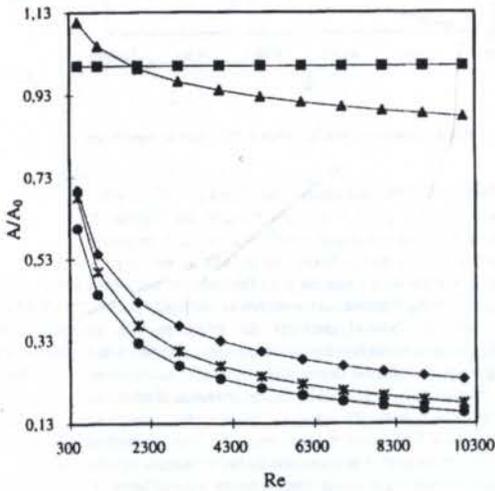


Figura 5: Resultados do Critério de Webb (1981) para as superfícies selecionadas

CONCLUSÕES

Dos resultados obtidos pode-se concluir que:

- critérios diferentes levam a resultados distintos para as mesmas superfícies, logo, é necessário mais de um critério de avaliação de desempenho para fazer-se uma análise correta das superfícies de intensificação de transferência de calor;
- não se pode dizer que um critério é melhor do que outro, isto é relativo, porque cada critério é construído segundo objetivos e limitações específicas;
- para a avaliação de um único objetivo, pode-se aplicar somente um critério, desde que suas limitações não restrinjam a aplicação destas superfícies.

REFERÊNCIAS

- Balaras, C.A., "A Review of Augmentation Techniques for Heat Transfer Surfaces in Single-Phase Heat Exchangers", *Energy*, Vol. 15, pp. 899-906, 1990.
- Bergles, A.E., "Some Perspectives on Enhanced Heat Transfer - Second-Generation Heat Transfer Technology", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 1082-1096, 1988.
- Brockmeier, U., Güntermann, T. e Fiebig, M., "Performance Evaluation of a Vortex Generator Heat Transfer Surface and Comparison with Different High Performance Surfaces", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 2575-2587, 1993.
- Cowell, T.A., "A General Method for the Comparison of Compact Heat Transfer Surfaces", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 112, pp. 288-294, 1990.
- Joshi, H.M. e Webb, R.L., "Heat Transfer and Friction in the Offset Strip-Fin Heat Exchanger", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, pp. 69-84, 1987.
- Kays, W.M. e London, A.L., "Compact Heat Exchangers", 3ª ed., McGrawHill, New York, 1984.
- Pacifico, A.L., "Análise de Critérios de Avaliação de Desempenho de Superfícies para Intensificação de Transferência de Calor", Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, SP, Brasil, 1995.
- Prasad, R.C. e Shen, J., "Performance Evaluation of Convective Heat Transfer Enhancement Devices Using Exergy Analysis", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 4193-4197, 1993.
- Soland, J.G., Mack Jr., W.M. e Rohsenow, W.M., "Performance Ranking of Plate-Fin Heat Exchanger Surfaces", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 100, pp. 514-519, 1978.
- Webb, R.L., "Performance Evaluation Criteria for Use off Enhanced Heat Transfer Surfaces in Heat Exchanger Design", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 24, pp. 715-726, 1981.

Abstract

The aim of this research work is to analyze critically some well-known performance evaluation criteria for enhanced heat transfer surfaces. Four criteria were selected and applied to five different enhanced surfaces. The results imply that the evaluation of each criterion is partial because each criterion consider some aspects more than others, according to its objectives and limitations.

DINAMICA DE FLUIDOS Y TRANSFERENCIA DE CALOR EN FLUJOS CON ROTACION EN EL INTERIOR DE TUBOS CIRCULARES

Valeri I. Bubnovich, Nelson O. Moraga, César E. Rosas
Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Santiago de Chile
Casilla 446, Correo 2, Santiago, Chile

RESUMEN

Se presenta un análisis numérico de los flujos transientes no isotérmicos con rotación en los canales anulares circulares, cuando las paredes del canal tienen un cierto espesor y pueden influir sobre el desarrollo del campo de temperatura en el fluido. En la formulación matemática del problema se hace uso de la función de corriente y de la vorticidad. El problema se resuelve en diferencias finitas. En base al análisis adimensional del modelo matemático se deducen dos criterios de conjugación que predicen cualitativamente cuando la influencia mutua térmica sólido-líquido es de consideración.

INTRODUCCION

Los flujos rotatorios en canales, particularmente en canales anulares circulares, se usan con eficiencia en técnicas para intensificar los procesos de transporte por convección, para estabilizar los plasmas o las llamas dentro de algunos aparatos de altas energías, también para proteger las paredes de los ductos de la influencia destructiva de la parte de los flujos térmica o químicamente agresivos. Adicionalmente se encuentran aplicaciones en diferentes tipos de flujos con torsión local y con torsión permanente a lo largo del canal, en flujos en canales con diafragma y en canales cónicos. Una muy buena clasificación de los diferentes tipos de flujos con rotación se presenta en Shukin (1980).

Un estudio detallado de la hidrodinámica de los flujos torsidos en función de los números de Reynolds, Re , del radio adimensional del cilindro interior R y del valor de torsión K de flujos en la sección de entrada han sido realizados por Alinov y Lukianov (1982) y por Tretiakov y lagodkin (1976). Han demostrado que para algunos valores "críticos" de estos parámetros el flujo de fluido se desprende de la superficie del cilindro interior haciendo aparecer una zona local de recirculación del fluido. Algunas particularidades y avances en la intensificación del intercambio de calor por flujos con rotación en el interior de tubos circulares se han presentado por Kulalaev (1983). Ultimamente con mayor interés se estudian los problemas de termotransferencia por convección en el planteamiento conjugado: generalmente, los campos de temperatura en las paredes del canal y en el flujo del fluido considerablemente dependen uno del otro y al despreciar este hecho a veces se comete un gran error.

Una predicción empleando un modelo $k-\epsilon$ se ha utilizado para el estudio numérico de flujos rotatorios turbulentos confinados (Tsung et al (1994)).

Recientemente, las estructuras de recirculación inducidas en el canal por la rotación de la sección de entrada al canal se han estudiado numéricamente y verificado experimentalmente en base a una aproximación integral de la ecuación de momentum, complementada por el método de diferencias finitas (Kinnear et al (1994)).

FORMULACION

Consideramos el flujo laminar transiente de un fluido

incompresible entre dos cilindros horizontales y concéntricos de radio r_i y r_e , $r_e > r_i$. El fluido ingresa con la temperatura T_e y está torcido en la sección de entrada según la ley del cuerpo sólido. Se supone: i) que el flujo tiene simetría en la dirección azimutal; ii) que las fuerzas de gravedad son despreciables y iii) que las propiedades físicas del fluido y del sólido son constantes. Usando la notación "función de corriente ψ , vorticidad w y el sistema de coordenadas cilíndricas, el modelo matemático del problema conduce al siguiente sistema adimensional de ecuaciones diferenciales (Bubnovich y Kolesnikov, 1989):

$$\frac{\partial w}{\partial t} + V \frac{\partial w}{\partial r} + u \frac{\partial w}{\partial z} - \frac{w \cdot V'}{r} - \frac{1}{r} \frac{\partial W^2}{\partial z} = \frac{1}{Re} \left(\nabla^2 w - \frac{w}{r^2} \right) \quad (1)$$

$$w = -\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial^2 \psi}{\partial z^2} \quad (2)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t} + V \frac{\partial W}{\partial r} + u \frac{\partial W}{\partial z} + \frac{V \cdot W}{r} = \frac{1}{Re} \left(\nabla^2 W - \frac{W}{r^2} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial T_f}{\partial t} + V \frac{\partial T_f}{\partial r} + u \frac{\partial T_f}{\partial z} = \frac{1}{Pe} \nabla^2 T_f \quad (4)$$

$$\frac{\partial T_s}{\partial t} = \frac{\alpha}{Pe} \nabla^2 T_s \quad (5)$$

donde $u = \frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial r}$, $V' = -\frac{1}{r} \frac{\partial \psi}{\partial z}$ y W son las componentes axial, radial y azimutal de la velocidad adimensionadas en base al valor medio de la componente axial de velocidad u_m ; T_f y T_s son las temperaturas del fluido y del sólido respectivamente; $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$. Todos los

parámetros geométricos en el sistema están medidos en las unidades de $(r_e - r_i)$; el cilindro interior se considera térmicamente aislado mientras sobre el cilindro exterior se consideran las condiciones térmicas de primera (T_0), de segunda (q_0) y de tercera (Bi) clase alternativamente.

Las condiciones iniciales y las condiciones de borde asumen los siguientes valores:

$$T_f = T_s = W = \psi = w = 0, t = 0; \quad (6)$$

$$z = 0: T_f = T_s = 0, W_s(r) = K_s \cdot r, \\ \psi = \int_r U_s(r) r dr, w = -\frac{\partial U_s}{\partial r}; \quad (7)$$

$$z = L: \frac{\partial T_f}{\partial z} = \frac{\partial T_s}{\partial z} = \frac{\partial W}{\partial z} = \frac{\partial \psi}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (8)$$

$$r = R \text{ ó } r = R+1: T_f = T_s, k \frac{\partial T_f}{\partial r} = \frac{\partial T_s}{\partial r}, W = \frac{\partial \psi}{\partial r} = 0; \quad (9)$$

$$\psi|_{r=R} = 0 \text{ y } \psi|_{r=R+1} = \int_r^{R+1} U(r) \cdot r dr = 1;$$

$$r = R - C: \frac{\partial T_s}{\partial r} = 0;$$

$$a) T_s = 1;$$

$$r = R+1 + C: b) \frac{\partial T_s}{\partial r} / \frac{\partial T_s}{\partial r} = q_s; \quad (10)$$

$$c) \frac{\partial T_s}{\partial r} / \frac{\partial T_s}{\partial r} = Bi(1 - T_s),$$

donde $R = \frac{r_i}{r_o - r_i}$, $Bi = \frac{h(r_o - r_i)}{k_s}$, $U_s(r)$ es el perfil de Poiseuille de velocidad axial en la sección de entrada, $K_s = cte$. La solución del problema depende del siguiente conjunto de los parámetros adimensionales: el radio de cilindro interior R , el espesor de las paredes $C = \frac{c}{r_o - r_i}$, los números de Reynolds Re y de Peclet Pe , la longitud del canal L , la intensidad de rotación del fluido en sección de entrada K_0 , la razón entre termofusividades del sólido y del fluido $a = a_s / a_f$ y la razón entre conductividades térmicas del fluido y del sólido $k = k_f / k_s$.

El objetivo de este trabajo es estudiar como depende la solución del problema de los parámetros adimensionales K_s , R y C para valores de L bastante grandes, $L > 50$.

SOLUCION

El sistema de ecuaciones (1)-(5) con las condiciones iniciales (6) y de borde (7) - (10) se resuelve en base al esquema implícito en diferencias finitas y con el uso del método de direcciones alternadas (Paskonov et al, 1984). La única ecuación diferencial (2) no parabólica del sistema se transforma a esta forma por medio de la introducción en el modelo del tiempo ficticio τ , cuyo valor numérico depende del tipo de malla y de la cantidad de nodos en el modelo discreto. En este trabajo el valor óptimo de τ , fue encontrado como, $\min \Delta \tau_j / 5$. La falta de las condiciones de borde para la función de vorticidad en las paredes se arregla por medio de un ciclo iterativo interior respecto al tiempo t del proceso que permite recuperarlos en la forma aproximada en base a las condiciones de no deslizamiento de fluido (9), junto con las ecuaciones (1) y (2) escritas en diferencias finitas y para los nodos que se encuentran a un paso de cada pared (Bubnovich y Kolesnikov, 1989). La malla utilizada fue no uniforme tanto en la dirección radial (17 nodos) como en la axial (22 nodos). Su selección se efectuó en base a la variación de la cantidad de nodos tanto en la dirección radial como en la azimutal. Se calculó las tensiones de corte $|\tau_r|$ y su componente axial τ_z en el cilindro interior del canal y también los números de Nusselt en la misma superficie para las mallas no uniformes de: 17x11, 17x22, 17x31, 11x22 y

31x22 nodos. La malla 17x22 nodos resultó ser muy eficiente, pues el uso de mayor cantidad de nodos daba prácticamente el mismo resultado sin alterarlo más que en 5% (Bubnovich (1990)).

Los términos convectivos de las ecuaciones (1), (3) y (4) en diferencias finitas fueron escritas "manteniendo la dirección contraria al flujo del fluido" (Paskonov, 1984) lo que asegura la estabilidad numérica incondicional del esquema construido. Los números locales de Nusselt sobre el cilindro exterior se determinaron según la fórmula siguiente:

$$Nu(z) = \frac{\partial T}{\partial r} \Big|_{r=R+1} (T|_{r=R+1} - T_s)^{-1} \quad (11)$$

donde T_s es la temperatura media del fluido en la sección dada $z=cte$. El paso de tiempo Δt dependía del número de Re y de la malla. En este trabajo se encontraba en el intervalo 0,05-0,08. Todos los cálculos cesaban después de cumplir el criterio $\max |\varphi_s^* - \varphi_s^{*+1}| / |\varphi_s^*| \leq 0,0005$, (Bubnovich et al (1989)) donde $\varphi = (\psi, w, W, T)$.

El tiempo adimensional t que demoraba la solución del problema en salir al régimen permanente se aumentaba con el crecimiento de la longitud del canal L y por ejemplo para $L=100$ alcanzaba el valor $t = 100$. La seguridad y la eficiencia del algoritmo construido fueron estimados y comprobados por medio de numerosas pruebas de control realizadas con el propósito de comparar las soluciones numéricas con las analíticas, numéricas y experimentales existentes en la literatura. En particular, se reprodujo los perfiles de velocidad axial y azimutal en diferentes secciones Z y las tensiones de corte en la superficie interior del canal obtenidas por Tretiakov (1976). Además se comprobó el resultado del mismo trabajo que indica que con los parámetros $Re=10$, $R=1$, $L=2,1$ y $K_0=6$ cerca de la sección $Z=0,5$ aparece una pequeña zona de recirculación del fluido junto con su desprendimiento de la superficie del cilindro interior. También se comprobó en su totalidad el gráfico del mismo trabajo que representa los valores críticos (desprendimiento de fluido desde la superficie) de la torsión de fluido versus el radio adimensional del cilindro interior.

Nuestros resultados para los números de Nusselt con $K_0=0$ también daban una buena aproximación con los resultados clásicos: Se sabe que en el canal circular cuando $z \rightarrow \infty$ los números de Nusselt se aproximan al valor $Nu_m = \left(2 + \frac{1}{R}\right) \varepsilon_s^2$, donde $\varepsilon_s = 1,383$ (Petujov (1987)). Para $R = 1$, según esta fórmula: $Nu_m = 5,74$. Nuestro algoritmo daba el resultado $Nu_m = 5,60$, es decir el error relativo fue del orden de 2%.

Se sabe que cuando $Bi \rightarrow \infty$ el problema térmico de tercera clase se reduce al problema térmico de primera clase. En este trabajo este hecho fue comprobado para $Bi = 100$ y con una desviación máxima entre ambas soluciones que no sobrepasaba 3,5%.

RESULTADOS NUMERICOS

Aquí se presenta un análisis paramétrico de tres problemas térmicos según las condiciones de borde con los siguientes parámetros fijos del modelo: $Re=100$, $Pe=50$, $L=100$, $Bi=1$, $q_s=0,5$. Los parámetros a variar fueron: $0,5 \leq R \leq 2,0$; $0 \leq K_0 \leq 10$; $1 \leq a \leq 100$; $0,01 \leq C \leq 0,1$; $0,01 \leq k \leq 1$. En el trabajo se ha demostrado que tanto con el aumento de la rotación de fluido K_0 (figura 1) como con la disminución del radio R del cilindro interior los procesos de transmisión

de calor se intensifican considerablemente en la parte inicial del canal ($z < 20$) donde la influencia de las fuerzas centrífugas son de consideración; más abajo del canal estos procesos se debilitan y para $z > 25$ se detecta todo lo contrario: a mayores valores del parámetro de rotación K_0 le corresponden menores flujos de calor hacia el fluido. Algo semejante fue detectado por Ershov A.I. [13] que estudiaba el mismo problema dentro de un tubo circular.

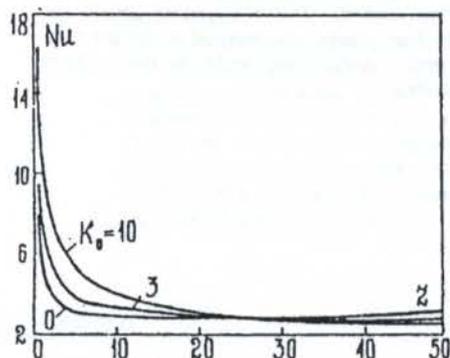


Figura 1. Los números de Nusselt sobre el cilindro exterior: $R = 1$, $k=C = 0.05$, $q_0 = 0.5$.

Esto ocurre, porque inicialmente bajo la influencia de las fuerzas centrífugas las líneas de corriente del fluido se desplazan hacia el cilindro exterior, aumentando de esta manera las velocidades del fluido y por consiguiente el intercambio convectivo de calor en esta zona. Después, más abajo del canal las velocidades azimutales disminuyen y las líneas de corriente vuelven a acercarse hacia el cilindro interior disminuyendo el intercambio convectivo de calor entre el cilindro exterior y el fluido.

Los experimentos manifiestan (Shukin) que cuando $Re=100$, $k = 1$ y $K_0 \geq 3$ cerca de la sección de entrada ocurre un desprendimiento del fluido desde la superficie del cilindro interior del canal. En efecto, nuestros experimentos numéricos detectaron la aparición de una pequeña zona de recirculación del fluido cerca de la sección $Z = 0.5$. Al aumentar aún más la rotación del fluido K_0 esta zona de recirculación crece paulatinamente tanto en la dirección radial como en la axial ocupando siempre mayor y mayor parte de la corriente e independientemente de las condiciones térmicas de borde sobre el cilindro exterior de la manera muy similar transforma los perfiles de temperatura (figura 2).

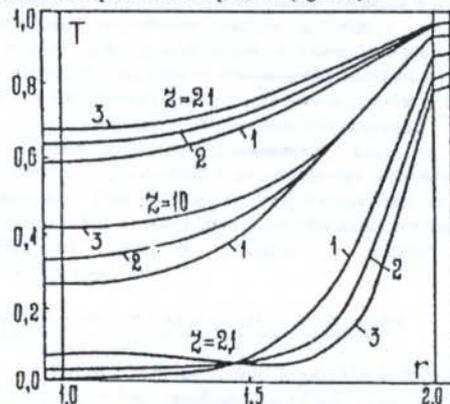


Figura 2: Perfiles de temperaturas en diferentes secciones del canal:

$$1 - K_0 = 0; 2 - 3; 3 - 10.$$

$$k = C = 0.05; Bi = 1, R = 1$$

Se ve que para $K_0 = 0$ en el tramo inicial del canal ($z=2.1$) el mínimo de temperatura se encuentra sobre el cilindro interior. Con la intensificación de rotación ($K_0 = 3$) este mínimo se desplaza dentro del fluido y para $K_0 = 10$ se ubica cerca de $r = 1.5$. Se nota también que la curva $K_0=10$ es diferente de las demás pues es casi horizontal en el intervalo $1.0 \leq r < 1.7$ donde es dominante la presencia de la zona de recirculación: ella atrapa las capas "calientes" de fluido cerca del cilindro exterior y las transporta hacia abajo mezclándolas con el fluido "frío"; obteniéndose como resultado, que las temperaturas son casi las mismas en la parte inferior del canal. Sin embargo, cerca del cilindro exterior la pendiente del perfil de temperaturas para $K_0 = 10$ es muy elevada lo que explica los mayores números de Nusselt en este caso que aparecen en la figura 1. Más abajo del canal ($z=10$ y $z = 21$) la influencia de la rotación disminuye y el mínimo de temperaturas tiende de retomar su posición en el cilindro inferior del canal.

Nuestros experimentos numéricos detectaron una muy débil influencia del valor de radio del cilindro interior R sobre la ubicación del punto de desprendimiento del fluido desde la superficie del cilindro interior que se encontraba cerca de $Z = 0.5$; sin embargo, para los números de $Re > 100$ esta coordenada lenta y monótonamente se aleja de la sección de entrada.

El coeficiente adimensional de termodifusividad a de las paredes influye sobre el intercambio de calor sólo en los instantes iniciales de tiempo. Por ejemplo, cuando $k = C = 0.05$, $K_0 = 3$, $R = 1$, $q_0 = 0.5$ en el instante de tiempo adimensional $z = 0.8$ se encontró que los números de Nusselt en la parte $z > 2$ tomaban los valores 9,67 y 7,90 para $a = 1$ y $a = 100$, respectivamente. Para los tiempos menores esta diferencia se hace aún más fuerte y al contrario, para los tiempos mayores ambos números convergen al mismo valor permanente.

Se ha realizado además un análisis analítico-numérico de la influencia sobre la solución del problema del espesor adimensional de las paredes C y del coeficiente adimensional de conductividad térmica k del fluido. Se encontró una fuerte conexión recíproca entre los campos de temperatura del fluido y del sólido. Con el propósito de separar los problemas conjugados de los no conjugados se han introducido en el análisis un número adimensional estacionario $E = k \cdot C \sqrt{Pe/l}$ y el otro no estacionario $B = a/(l \cdot Pe)$ que permiten establecer criterios de conjugación, donde l es una distancia adimensional que caracteriza el cambio del perfil de temperaturas en la dirección axial. En base al modelo matemático (1) - (10) y al análisis dimensional para el criterio estacionario fue construido el dominio $\frac{C^2}{l^2} \ll E \ll 1$ en el cual con un error aceptable se puede despreciar la diferencia de temperaturas y de flujos de calor en el espesor de cada pared y plantear y resolver el problema del intercambio de calor por convección sin considerar la conductividad en las paredes. La definición del parámetro l fue tomada de la distancia adimensional $z = 1$ respecto a la sección de entrada en donde se unen ambas capas límites térmicas que se desarrollan en la dirección axial a lo largo de cada cilindro, con lo cual resultó $l \approx Pe/4$. En este caso, los extremos del intervalo para el criterio E son

$$\frac{16C^2}{Pe^2} \ll 2Ck \ll 1 \quad (12)$$

El criterio no estacionario B , que caracteriza la relación entre el tiempo de calentamiento de las paredes del canal y el

tiempo de calentamiento de la capa límite del fluido para $l = Pe/4$ fue encontrado de la relación $B = 4a/Pe^2$. En el trabajo fue demostrado que para los parámetros que satisfacen las condiciones (11) y para $B > 1$ el problema del intercambio de calor por convección se puede estudiar en la forma tradicional, es decir no conjugada.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo a CONICYT en el proyecto FONDECYT 194-0202 y a DICYT de la Universidad de Santiago de Chile.

REFERENCIAS

- Alimov, R. Z., Lukianov V.I., "Hidro-dinámica y Termotransferencia en el Flujo de Aire con Rotación entre dos Cilindros Concéntricos", Intercambio de Calor en los Motores de Aviación, pp. 34-41, Kazan, 1982.
- Bubnovich V.I. Intercambio Conjugado de Calor por Convección Transiente Laminar en los Canales Anulares Horizontales. Autoreferat del Doctorado. Minsk, Instituto de Transferencia de Calor y de Masa de A.V. Luikov, Rusia, 1990.
- Bubnovich V.I., Kolesnikov P. M., Conjugate Heat Transfer with Incompressible Fluid Laminar Swirling Flow in a Horizontal Annulus, J. Engng. Phys., Vol. 57(5), pp.713 - 720, Moscu, 1989.
- Kinnear, D., Davidson, P.A., Simple Method for Estimating Velocity Distribution in Swirling Flow. J. Fluids Eng., 116(4), pp. 694-701, 1994.
- Kulalae V.V., Intensificación del Intercambio de Calor por Convección con Rotación del Fluido en los Canales Anulares (en ruso), Gasodinámica de Altas Temperaturas, su Producción y su Diagnóstico, N3, pp. 23 - 31, Moscu, 1983.
- Paskonov V. M., Paleshaev V.I., Thudov L. A., Modelación Numérica de los Procesos del Intercambio de Calor y de Masa, Editorial Mir, Moscu, 1984.
- Petujov B.S., Termotransferencia y Resistencia de Flujos Laminares en Ductos, Editorial Mir, Moscu, 1967.
- Shukin, V.K., "Hidrodinámica y Termotransferencia de flujos interiores en campos de inercia", Editorial Mir, Moscú, 1980.
- Tretiakov V.V., Iagodkin V.I., "Un Estudio Numérico del Flujo Laminar con Rotación en los Canales Anulares", J.Engn. Phys.(en ruso), T.34, N2, pp. 273 - 280, Moscu, 1976.
- Tsung L.J., Chih H.S., Numerical Predictions of the Bifurcation of Confined Ewirling Flows. Int. J. Numer. Methods Fluids, 19(11), pp. 961-979, 1994.

ABSTRACT

This paper presents a numerical analysis of transient non isothermal rotational flows in circular annular channels, when the channel walls have a thermal conductivity and a thickness that can affect the temperature field in the fluid. The mathematical formulation makes use of the vorticity and stream function and the conjugate problem is solved by using a finite difference method. Two conjugations criteria are found from the dimensionless mathematical model and they are used to predict under what conditions the problem becomes conjugated.

ESCOAMENTO E TROCA DE CALOR NUM DUTO RETANGULAR

Antônio Carlos de Andrade - Departamento de Engenharia Mecânica
 Universidade Federal de Minas Gerais - Brasil
 Carlos Alberto Carrasco Altomani - Departamento de Energia
 Universidade Estadual de Campinas - Brasil

RESUMO

Foram determinadas as características do escoamento fluido e da transferência convectiva de calor num duto de seção retangular. O duto tem seção transversal de pequenas dimensões e duas paredes associadas a dutos de coletores solares, a trocadores de calor em geral e em aplicações específicas como no resfriamento de equipamentos eletrônicos. Neste último caso, são frequentes as geometrias de dutos retangulares com aquecimento através de uma única face do duto. O ar atmosférico constitui o fluido de trabalho mais conveniente devido a sua disponibilidade e facilidade de uso. Para uma troca de calor adequada, os escoamentos geralmente são turbulentos. Devido a restrições impostas, tanto pela potência de bombeamento quanto pelo ruído associado, os valores do número de Reynolds turbulento devem ser relativamente baixos.

INTRODUÇÃO

Em várias aplicações de interesse em Engenharia Mecânica, escoamentos fluidos são aquecidos de forma assimétrica no interior de dutos. Podem ser destacadas aquelas associadas a dutos de coletores solares, a trocadores de calor em geral e em aplicações específicas como no resfriamento de equipamentos eletrônicos. Neste último caso, são frequentes as geometrias de dutos retangulares com aquecimento através de uma única face do duto. O ar atmosférico constitui o fluido de trabalho mais conveniente devido a sua disponibilidade e facilidade de uso. Para uma troca de calor adequada, os escoamentos geralmente são turbulentos. Devido a restrições impostas, tanto pela potência de bombeamento quanto pelo ruído associado, os valores do número de Reynolds turbulento devem ser relativamente baixos.

Várias técnicas podem ser utilizadas para intensificar a troca convectiva no interior desses dutos. Uma das mais comuns consiste no aumento da área de troca de calor através do uso de superfícies aletadas. Sparrow et al (1978) analisaram o escoamento laminar em um duto retangular formado por um conjunto de aletas retangulares retas com um modelamento unidimensional para as aletas. Patankar et al (1979), resolveram numericamente o problema do escoamento turbulento com troca de calor num tubo isotérmico aletado internamente. Kadle & Sparrow (1986) realizaram um estudo numérico e experimental, semelhante ao anterior, também aplicado a um escoamento turbulento, com um modelamento bidimensional para as aletas. A presente pesquisa trata da determinação numérica e experimental das características do escoamento e troca de calor turbulentos em um duto aletado com seção de dimensões pequenas.

São mostradas comparações entre os resultados numéricos, experimentais e de correlações para duto circular e retangular. Para facilitar as comparações com os resultados experimentais, as simulações numéricas foram realizadas com as dimensões reais da montagem e mesmas condições experimentais.

MODELO DO ESCOAMENTO TURBULENTO

Foi escolhido um modelo de turbulência de ordem zero, que apresentou bons resultados para dutos de geometria retangular (Kadle & Sparrow, 1986).

Equação do Momentum. No escoamento desenvolvido, os termos de inércia desaparecem e a equação do momentum pode ser escrita como

$$\begin{aligned} &(\partial^2/\partial x^2)[(\mu + \mu_t)(\partial w/\partial x)] + \\ &(\partial^2/\partial y^2)[(\mu + \mu_t)(\partial w/\partial y)] = dp/dz \end{aligned} \quad (1)$$

O perfil de velocidades é dependente de ambas as coordenadas da seção transversal do duto, indicadas na FIG.1.

Para levar em conta a interação das paredes com o escoamento, a viscosidade turbulenta foi modelada na forma,

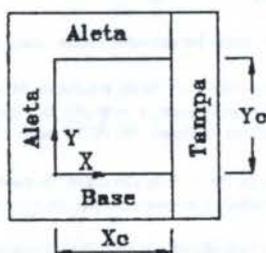
$$\mu_t = \rho L^2 [(\partial w/\partial x)^2 + (\partial w/\partial y)^2]^{1/2} \quad (2)$$

Verifica-se que esta expressão reduz-se a forma convencional quando uma das derivadas é desprezível.

O efeito de amortecimento da turbulência devido a proximidade das paredes é levado em conta, assumindo que o comprimento de mistura, L , é uma combinação de comprimentos de mistura unidimensionais, na forma,

$$(Lx)^2 = (Lx)^2 + (Ly)^2 \quad (3)$$

Nesta equação, l_x e l_y são proporcionais à menor distância x_m e y_m entre um ponto do escoamento e as paredes verticais e horizontais da seção, indicada na FIG.1. Assim, quanto mais próximo um ponto do escoamento estiver de uma parede, maior é o efeito daquela parede no comprimento de mistura naquele ponto.



Figural: Domínio de cálculo, referenciais e coordenadas auxiliares

O valor do expoente igual a 2 foi sugerido por Kadle & Sparrow (1986).

Cada comprimento de mistura unidimensional foi representado pelo produto do comprimento de mistura de Nikuradse com o fator de amortecimento de Van Driest, dados pelas equações,

$$l_x = L_x D_x \quad l_y = L_y D_y \quad (4)$$

A fórmula do comprimento de mistura de Nikuradse, originalmente desenvolvida para um tubo circular (Schlichting, 1979), foi modificada para uso em coordenadas retangulares (Kadle & Sparrow, 1986) na forma

$$L_x L_{ref} = 0.14 - 0.08(1 - \eta)^2 - 0.061(1 - \eta)^4 \quad (5)$$

$$\text{Se } i = x, \quad L_{ref} = x_{o/2}, \quad \text{e} \quad \eta = x_w(x_{o/2}), \quad (5)a$$

$$\text{Se } i = y, \quad L_{ref} = y_{o/2}, \quad \text{e} \quad \eta = y_w(y_{o/2}), \quad (5)b$$

O fator de Van Driest é usado na forma original (Van Driest, 1956),

$$D_x = 1 - \exp(-x^+/A^+) \quad (6)a$$

$$D_y = 1 - \exp(-y^+/A^+) \quad (6)b$$

com $A^+ = 26$, que é o valor da constante mais comumente encontrado.

As coordenadas de parede, x^+ e y^+ , são dadas por

$$x^+ = x_w(\tau_w \rho)^{1/2} \eta_1 \quad (7)a$$

$$y^+ = y_w(\tau_w \rho)^{1/2} \eta_1 \quad (7)b$$

sendo τ_w a tensão de cisalhamento no ponto da parede mais próximo do ponto considerado do escoamento. As condições de contorno para a velocidade axial correspondem a $w = 0$, nas paredes.

Solucionado o campo de velocidades, obtém-se o valor teórico do fator de atrito em função do número de Reynolds, baseado no diâmetro hidráulico da seção.

Equação da energia. A equação da energia para escoamento desenvolvido, em coordenadas retangulares, é dada por

$$\frac{(\partial \theta / \partial x) [(k_t k_f) (\partial T / \partial x)] + (\partial \theta / \partial y) [(k_t k_f) (\partial T / \partial y)] = \rho \cdot c_p \cdot w \cdot \partial T / \partial z \quad (8)$$

onde k_t é a condutibilidade turbulenta dada em função da viscosidade dinâmica turbulenta e do número de Prandtl turbulento.

$$k_t = (c_p \cdot \mu_t) / Pr_t \quad (9)$$

sendo 0.9, o valor mais largamente usado para Prandtl turbulento.

Para levar em conta o efeito da condução de calor na aleta do duto aquecido pela base, a equação da energia foi resolvida para o domínio indicado na FIG.1 englobando as paredes sólidas.

Na região sólida, w , μ_t e k_t são nulos, de modo que a equação da energia reduz-se a uma equação de condução de calor.

A derivada no lado direito da equação da energia pode ser obtida de um balanço de energia, lembrando que, no escoamento desenvolvido, $\partial T / \partial z = \partial T_w / \partial z$, onde, T_w é a temperatura média de mistura do escoamento e para um

influxo uniforme de calor, Q' , por unidade de comprimento na base do duto, então

$$\partial T / \partial z = Q' / (\rho \cdot c_p \cdot \bar{w}(x, y, z)) \quad (10)$$

onde $\bar{w}(x, y, z)$ é a vazão mássica, e c_p , o calor específico do ar.

Solucionado o campo de temperaturas, obteve-se o valor numérico do número de Nusselt, que foi comparado com valores experimentais e de uma correlação.

MONTAGEM EXPERIMENTAL

A FIG.2 mostra uma seção transversal da montagem. O retângulo maior representa o isolamento térmico. O duto foi construído a partir de uma barra de alumínio com 25.4mm de largura por 12.7mm de espessura e 860mm de comprimento. O canal de escoamento, com 10.3mm por 6.95mm foi usinado e polido. Uma placa de acrílico de mesmo comprimento e com 2mm de espessura e 11mm de largura, constituiu uma das paredes do canal, a tampa. Assim, o comprimento do duto aquecido correspondeu a 106.3 diâmetros hidráulicos, comprimento teoricamente suficiente para o desenvolvimento do perfil de velocidades e térmico. Apesar disso, um duto retangular de acrílico, com as mesmas dimensões internas do canal, foi adicionado na região de entrada para obter um perfil de velocidades desenvolvido na entrada do canal aquecido. Um termopar instalado neste duto mediu a temperatura de entrada do ar para o canal de alumínio.

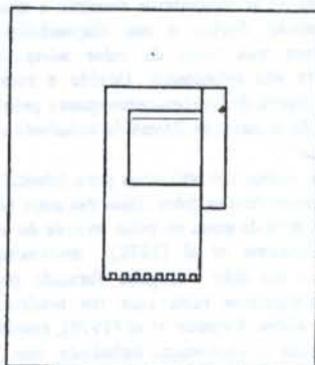


Figura2: Esquema do duto

Termopares foram instalados na base da barra aquecida de alumínio, a 1.5mm do canal, para obtenção da temperatura parede.

Na face inferior da barra de alumínio, foram fresadas 8 ranhuras com 0.5mm de profundidade por 0.5mm de largura, no sentido axial. Um fio de resistência 30AWG com recobrimento de teflon foi inserido nas ranhuras e colado com Epoxi condutora. A parede espessa entre a resistência e o canal foi utilizada para eliminar a não uniformidade do aquecimento causado pelas ranhuras.

Na saída do canal aquecido foi instalado um misturador, para medida da temperatura média de mistura do escoamento de ar.

Para minimizar as perdas de calor axiais nas regiões de entrada e saída do canal, tanto o misturador, quanto o canal para o desenvolvimento do perfil de velocidades, foram conectados ao duto aquecido com o menor contato térmico possível.

O conjunto: canal de acrílico, de alumínio e misturador foi inserido em uma caixa de isopor. Poliuretano foi injetado manualmente, abaixo e acima dos dutos. Para garantir uma boa vedação térmica e corrigir imperfeições, uma camada de sílica aerogel (pó) foi adicionada entre o poliuretano e a tampa superior de isopor. Um termopar foi instalado no topo da caixa isolante de isopor para estimativa da perda de calor radial para o ambiente.

Instrumentação. A montagem foi operada através de um sistema de ar comprimido com um dispositivo de proteção que desligava a fonte de potência em caso de pane no sistema.

A vazão foi medida por uma placa de orifício calibrada contra um laminador de escoamento.

Foi utilizada uma fonte de potência elétrica com fuso de escala 60V e 6A e um multímetro com resolução de 0.1µV e 1µA, para medição da potência elétrica e dos sinais dos termopares (resolução de 1µV).

Uma chave seletora de boa qualidade, com 40 canais foi utilizada para a seleção dos sinais dos termopares.

Os termopares foram soldados com descarga elétrica em atmosfera inerte de argônio.

Um manômetro inclinado, de álcool, de 6" de fuso de escala foi utilizado na determinação experimental da queda de pressão do escoamento desenvolvido.

A pressão barométrica foi medida com um barômetro digital cuja menor divisão era de 1mmbar.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Redução dos dados experimentais. A perda de calor radial do duto para o ambiente foi estimada numericamente, assumindo o duto como uma peça retangular isotérmica, perdendo calor para o ambiente através do isolamento. Utilizou-se a temperatura da parede externa do isolamento, suposta uniforme, como condição de contorno.

O efeito da tampa de acrílico foi considerado tanto na redução dos resultados experimentais quanto na simulação numérica efetuada.

Na redução dos dados experimentais, as taxas de calor cedidas pelo topo da aleta e pela base do alumínio para a parede de acrílico foram estimadas numericamente. Essas taxas de calor não alteram o valor calculado da temperatura média de mistura porque todas as perdas de calor do duto de alumínio já foram descontadas da potência total dissipada para o ambiente. Porém, tais perdas afetam a obtenção do coeficiente convectivo, obtido iterativamente.

Análise dos resultados. A FIG.3 mostra valores do fator de atrito em função do número de Reynolds. A faixa de Reynolds é limitada porque, devido as pequenas dimensões do duto, o escoamento começa a apresentar efeitos de compressibilidade ($Ma > 0.2$) a partir de $Re > 32000$.

A correlação do fator de atrito escolhida para a comparação com os valores numéricos e experimentais desse trabalho foi extraída de Kakac et al (1987), que recomenda uma correlação para duto circular liso, desenvolvida por Techo et al (1965) e modificada por Jones (1976) para aplicação em dutos retangulares. A correlação, para um duto liso e circular é expressa por

$$f_c = A + B/(Re)^m \quad (11)$$

com $A = 0.00128$, $B = 0.1143$ e $m = 3.2154$. Para um duto de seção retangular, este valor é introduzido na equação de Jones (1976)

$$f = (1.0875 - 0.1125 \cdot \alpha) \cdot f_c \quad (12)$$

para $4000 < Re < 10^7$, onde α indica a razão de aspecto da seção retangular. A correlação também vale para a região de transição, $2300 < Re < 4000$, mudando-se os coeficientes para $A = 0.0054$, $B = 2.3 \cdot 10^{-2}$ e $m = 2/3$.

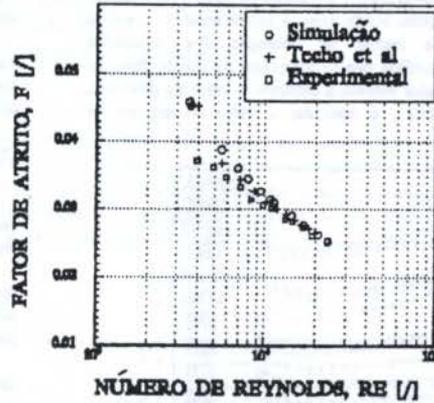


Figura 3: Fatores de atrito

A simulação numérica efetuada acompanhou os resultados desta correlação com um desvio inferior a 5% na faixa considerada de Reynolds. Os resultados experimentais apresentaram uma concordância quase perfeita com a simulação e a correlação da literatura na faixa de Re superior a 10.000. Na faixa inferior de Re , o desvio das predições dadas pela correlação é crescente, atingindo 5% com $Re = 5000$ e 18% com $Re = 4000$.

A FIG.4 mostra um dos perfis de temperatura da parede, T_p , e a distribuição de temperatura média de mistura, T_m calculada. Observa-se que na região de escoamento termicamente desenvolvido, os perfis devem estar paralelos.

A perda de calor nos extremos do duto aquecido é inevitável. A queda de temperatura que ocorre nos extremos da curva superior da FIG.4, é sinal de perdas axiais.

O primeiro e o último valor da distribuição de T_m correspondem, respectivamente aos valores medidos na entrada do canal, e na saída do misturador. A temperatura média de saída foi calculada através de um balanço de energia ao longo do canal aquecido. O balanço foi iniciado com o valor medido da temperatura do escoamento na entrada do duto aquecido. O valor obtido foi comparado com a temperatura de saída do misturador apresentando uma diferença inferior a 0.3 graus Celsius.

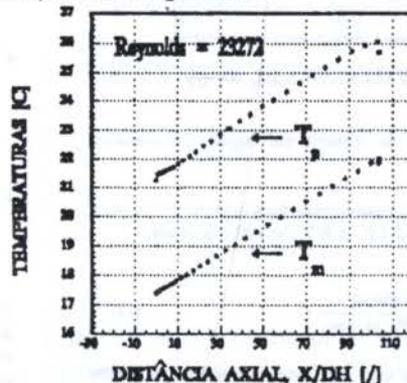


Figura 4: Distribuição de temperatura bulk do ar e do duto

A FIG.5 mostra, perfis axiais de Nusselt obtidos experimentalmente. A região desenvolvida ocorreu geralmente na faixa entre 70 e 90 diâmetros hidráulicos. A baixos Reynolds, as perdas de calor são proporcionalmente maiores, aumentando a incerteza do cálculo de Nusselt. A altos Reynolds, o desenvolvimento necessita de mais comprimento de duto ser alcançado. Neste caso, a perda axial de calor a jusante limitou a região de obtenção dos resultados experimentais. À medida que se aproxima do fim do duto, as perdas axiais de calor tendem a diminuir o valor da diferença $(T_f - T_w)$ e, portanto, a aumentar o valor do número de Nusselt.

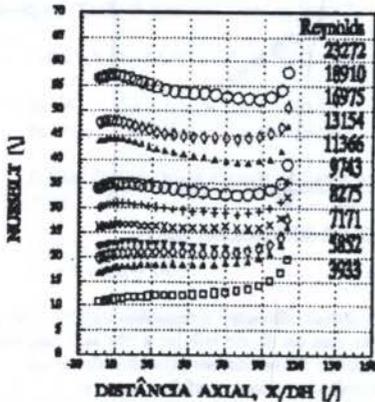


Figura 5: Números de Nusselt em função da posição axial

Os resultados experimentais do número de Nusselt na região termicamente desenvolvida, da simulação efetuada e da correlação de Gnielinski são mostrados na FIG. 6.

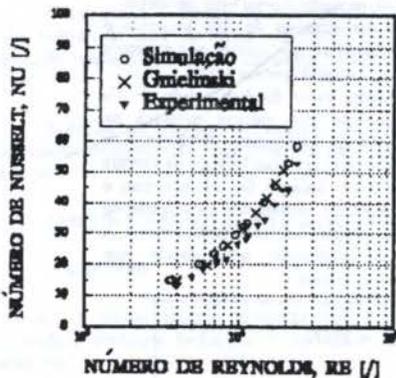


Figura 6: Números de Nusselt na região termicamente desenvolvida.

A correlação, desenvolvida para duto circular liso, é válida para $2300 < Re < 5 \cdot 10^4$ e $0.5 < Pr < 100$ e dada por

$$Nu = \frac{(0.8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7(Pr^{0.4} - 1)} \quad (14)$$

podendo ser aplicada com uma precisão mínima de +9% para a faixa de $10^4 < Re < 10^5$ a dutos retangulares uniformemente aquecidos (Kakaç et al, 1987).

A simulação numérica efetuada coincidiu com os valores da correlação, para Re acima de 9000, com um pequeno desvio na faixa inferior. Os valores experimentais situaram-se ligeiramente abaixo dos valores previstos e os desvios relativos entre os valores experimentais e aqueles da correlação foram menores do que 8%, dentro do limite mínimo reportado por Kakaç et al (1987).

As curvas obtidas dos resultados experimentais, da correlação e da simulação numérica apresentaram um comportamento convergente atingindo praticamente a coincidência de seus valores em $Re=4000$.

CONCLUSÕES

Foi estudado numericamente e experimentalmente o escoamento turbulento de ar um duto com uma aleta interna dobrada.

A simulação, com o modelo de turbulência adotado, forneceu estimativas do fator de atrito e de Nusselt com precisão aceitável, se comparadas com correlações da literatura.

Os valores experimentais obtidos do fator de atrito e de Nusselt, na região termicamente desenvolvida ficaram próximos dos valores previstos pela simulação numérica efetuada.

REFERÊNCIAS

- Holman, J.P., Heat Transfer, 5th ed., McGraw Hill, New York, 1981.
- Kakaç, S., Shah, R. K., Aung, W. Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer, 1th ed, Wiley & Sons, New York, 1987.
- Kadle, D.S., Sparrow, E.M., "Numerical and Experimental Study of Turbulent Heat Transfer and Fluid Flow in Longitudinal Fin Arrays", ASME Journal of Heat Transfer, vol.108, pp16-23, 1986.
- Patakar, S.V. et al, "Analysis of turbulent fluid flow and Heat Transfer in Internally Finned Tubes and Annuli", ASME, Journal of Heat Transfer, vol.101, pp. 29-37
- Patakar, S.V., Numerical Heat Transfer and Fluid Flow, Hemisphere, Washington, 1980.
- Schlichting, H., Boundary Layer Theory, 7th. ed., McGraw Hill, New York, 1979.
- Sparrow E.M. et al, "Forced Convection Heat Transfer from a Shrouded Fin Array with and without Tip Clearance", ASME, Journal of Heat Transfer, vol. 100, 1978, pp. 572-579
- Van Driest, E.R., "On Turbulent Flow near a Wall", Journal of the Aeronautical Sciences, vol.23, 1956, pp. 1007-1011.

ABSTRACT

Characteristics of fluid flow and heat transfer from a finned duct were determined. The duct was rectangular and with two walls actuating as a fin. The convective heat transfer coefficient was obtained as a function of Reynolds number. Air was the working fluid and the experimental Nusselt numbers were compared with the results of a numerical simulation.

ESTIMATION OF WALL HEAT FLUX IN A PARALLEL PLATE CHANNEL VIA CONJUGATE GRADIENT METHOD

H.A. Machado and H.R.B. Orlande
PEM/COPPE/UF RJ

Cx. Postal: 68503, Rio de Janeiro, RJ, 21945-970

ABSTRACT

In this paper we solve the inverse problem of estimating the wall heat flux in a parallel plate channel, by using the conjugate gradient method with adjoint equation. The unknown heat flux is supposed to vary in time and along the channel flow direction. We examine the accuracy of the present function estimation approach, by using transient simulated measurements of several sensors located inside the channel. The inverse problem is solved for different functional forms of the unknown wall heat flux, including those containing sharp corners and discontinuities.

INTRODUCTION

Inverse heat conduction problems concerned with the estimation of physical properties, boundary or initial conditions, or geometric characteristics of a heated body have been generally treated in the literature. Excellent books are available for such class of inverse heat transfer problems, including, among others, the one by Beck et al (1985).

More recently, inverse convection heat transfer problems have gained the attention of different groups. Moutsoglou (1989) have used Beck's sequential function estimation algorithm (Beck et al, 1985) to estimate the steady-state heat flux distribution at the wall of a vertical parallel plate channel, in a mixed convection problem. The conjugate gradient method with adjoint equation has been applied by Huang and Ozisik (1992) to the estimation of the steady-state wall heat flux in hydrodynamically developed laminar flow through a parallel plate duct. The timewise varying inlet temperature in similar flow conditions has been estimated by Bokar and Ozisik (1995), by also applying the conjugate gradient method with adjoint equation.

In this paper, we solve the inverse problem of estimating the timewise and spacewise variation of the wall heat flux in a parallel plate channel. The flow is considered to be laminar and hydrodynamically developed. For the solution of such inverse problem, we assume that there is no information available on the functional form of the unknown heat flux, so that it is solved as a function estimation approach, by utilizing the Conjugate Gradient Method with Adjoint Equation. This is a powerful iterative method, which can be applied to linear (Alifanov, 1974, Huang and Ozisik, 1992, Bokar and Ozisik, 1995, Jarny et al, 1991), as well as to non-linear inverse problems (Orlande and Ozisik, 1994).

DIRECT PROBLEM

The physical problem considered here is the laminar hydrodynamically developed flow between parallel plates of a fluid with constant properties. The inlet temperature is maintained at a constant value T_0^* . The plates are subjected to a time and space-dependent heat flux, as illustrated in figure 1.

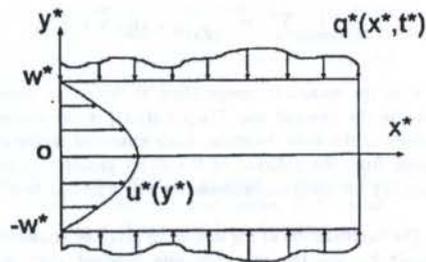


Figure 1 - Physical Problem

By taking into account the symmetry with respect to the x -axis and neglecting conduction along the flow direction the mathematical formulation of this problem in dimensionless form is given by:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u(y) \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad \text{in } 0 < y < 1, x > 0, t > 0 \quad (1.a)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = 0, x > 0, t > 0 \quad (1.b)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = q(x, t) \quad \text{at } y = 1, x > 0, t > 0 \quad (1.c)$$

$$T = 0 \quad \text{at } x = 0, 0 < y < 1, t > 0 \quad (1.d)$$

$$T = 0 \quad \text{for } t = 0, 0 < y < 1, x > 0 \quad (1.e)$$

where the following dimensionless groups are introduced

$$y = \frac{y^*}{w^*}; \quad x = \frac{\alpha^* x^*}{u_m^* w^{*2}}; \quad T = \frac{T^* - T_0^*}{q_0^* w^*}; \quad t = \frac{\alpha^*}{w^{*2}} t^* \quad (2.a-d)$$

$$u(y) = \frac{u^*(y^*)}{u_m^*} = \frac{3}{2} \left[1 - \left(\frac{y}{w^*} \right)^2 \right] \quad (2.e)$$

α^* and k^* are the fluid thermal diffusivity and conductivity, respectively, w^* is the channel half-width and u_m^* is the mean fluid velocity. The wall heat flux is written as

$$q^*(x^*, t^*) = q_0^* q(x, t) \quad (3)$$

where q_0^* is a constant with units of heat flux and $q(x,t)$ is a dimensionless function of x and t . The superscript "*" above denotes dimensional variables.

The direct problem given by equations (1) is concerned with the determination of the temperature field of the fluid inside the channel, when the boundary heat flux $q(x,t)$ at $y = 1$ is known.

INVERSE PROBLEM

For the inverse problem, the heat flux $q(x,t)$ at $y = 1$ is considered to be unknown and is to be estimated by using the transient readings of S temperature sensors located inside the channel. We assume that no information is available regarding the functional form of the unknown wall heat flux.

The solution of such inverse problem is obtained by minimizing the following functional,

$$J[q(x,t)] = \int_{t=0}^{t_f} \sum_{i=1}^S \{ T[x_i, y_i; q(x,t)] - Y_i(t) \}^2 dt \quad (4)$$

where Y_i is the measured temperature at the sensor location (x_i, y_i) inside the channel and $T[x_i, y_i; q(x,t)]$ is the estimated temperature at the same location. Such estimated temperature is obtained from the solution of the direct problem given by equations (1), by using an estimate for the unknown heat flux $q(x,t)$.

The minimization of the functional given by equation (4) is obtained by utilizing the conjugate gradient method, as described next.

CONJUGATE GRADIENT METHOD OF MINIMIZATION

The iterative algorithm of the conjugate gradient method, as applied to the estimation of the unknown heat flux $q(x,t)$ is given by (Jarny et al, 1991):

$$q^{k+1}(x,t) = q^k(x,t) - \beta^k d^k(x,t) \quad (5.a)$$

where the superscript "k" denotes de number of iterations.

The direction of descent $d^k(x,t)$ is obtained as a conjugation of the gradient direction and of the previous direction of descent as:

$$d^k(x,t) = J[q^k(x,t)] + \gamma^k d^{k-1}(x,t) \quad (5.b)$$

where the conjugation coefficient is obtained from the Fletcher-Reeves expression

$$\gamma^k = \frac{\int_{x=0}^{x_f} \int_{t=0}^{t_f} \{ J[q^k(x,t)] \}^2 dx dt}{\int_{x=0}^{x_f} \int_{t=0}^{t_f} \{ J[q^{k-1}(x,t)] \}^2 dx dt} \quad (5.c)$$

for $k = 1, 2, 3, \dots$ with $\gamma^0 = 0$

In order to implement the iterative algorithm given by equations (5), we need to develop expressions for the search step size β^k and for the gradient direction $J[q^k(x,t)]$ by making use of two auxiliary problems, known as the *sensitivity problem* and *adjoint problem*, respectively.

SENSITIVITY PROBLEM AND SEARCH STEP SIZE

The sensitivity problem is obtained by assuming that the heat flux $q(x,t)$ is perturbed by an amount $\Delta q(x,t)$. Such perturbation in the heat flux causes a perturbation $\Delta T(x,y,t)$ in the temperature $T(x,y,t)$. By substituting $T(x,y,t)$ by $T(x,y,t) + \Delta T(x,y,t)$ and $q(x,t)$ by $q(x,t) + \Delta q(x,t)$ in the direct problem given by equations (1), and by subtracting from the resulting expressions the original direct problem, we obtain the following sensitivity problem for the determination of the sensitivity function $\Delta T(x,y,t)$:

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial t} + u(y) \frac{\partial \Delta T}{\partial x} = \frac{\partial^2 \Delta T}{\partial y^2}, \text{ in } 0 < y < 1, x > 0, t > 0 \quad (6.a)$$

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = 0, x > 0, t > 0 \quad (6.b)$$

$$\frac{\partial \Delta T}{\partial y} = \Delta q(x,t) \quad \text{at } y = 1, x > 0, t > 0 \quad (6.c)$$

$$\Delta T = 0 \quad \text{at } x = 0, 0 < y < 1, t < 0 \quad (6.d)$$

$$\Delta T = 0 \quad \text{for } t = 0, \text{ in } 0 < y < 1, x > 0 \quad (6.e)$$

An expression for the search step size β^k is obtained by minimizing the functional given by equation (4) with respect to β^k . After some manipulations, we obtain:

$$\beta^k = \frac{\int_{t=0}^{t_f} \sum_{i=1}^S (T_i - Y_i) \Delta T_i(d^k) dt}{\int_{t=0}^{t_f} \sum_{i=1}^S [\Delta T_i(d^k)]^2 dt} \quad (7)$$

where $\Delta T_i(d^k)$ is the solution of the sensitivity problem at the sensor position (x_i, y_i) , obtained from equations (6) by setting $\Delta q(x,t) = d^k(x,t)$.

ADJOINT PROBLEM AND THE GRADIENT EQUATION

In order to obtain the adjoint problem, we multiply the differential equation (1.a) of the direct problem by the Lagrange multiplier $\lambda(x,y,t)$ and integrate over the time and space domains. The resulting expression is then added to equation (4) to obtain the following extended functional:

$$J[q(x,t)] = \int_{t=0}^{t_f} \int_{x=0}^{x_f} \int_{y=0}^1 \left\{ \sum_{i=1}^S [T(x,y,t) - Y_i(t)]^2 \delta(x - x_i) \delta(y - y_i) + \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u(y) \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \lambda(x,y,t) \right\} dx dy dt \quad (8)$$

where $\delta(\bullet)$ is the Dirac delta function.

We assume that the extended functional given by equation (8) is perturbed by an amount $\Delta J[q(x,t)]$, when the heat flux $q(x,t)$ is perturbed by $\Delta q(x,t)$. An expression for the variation $\Delta J[q(x,t)]$ is obtained by substituting $J[q(x,t)]$ by $J[q(x,t)] + \Delta J[q(x,t)]$ and $T(x,y,t)$ by $T(x,y,t) + \Delta T(x,y,t)$ in equation (8), and by subtracting the original equation (8) from the resulting expression. We obtain,

$$\Delta J[q(x,t)] = \int_{t=0}^{t_f} \int_{x=0}^{x_f} \int_{y=0}^1 \left\{ \sum_{i=1}^S [2(T - Y) \Delta T] \delta(x - x_i) \delta(y - y_i) + \left[\frac{\partial T}{\partial t} + u(y) \frac{\partial \Delta T}{\partial x} - \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right] \lambda(x,y,t) \right\} dx dy dt \quad (9)$$

The three terms involving derivatives inside brackets above are integrated by parts with respect to t , x and y , respectively. The boundary and initial conditions of the sensitivity problem, equations (6.b-e), are substituted into the resulting expression, which is then allowed to go to zero. The vanishing of the integral terms containing $\Delta T(x,y,t)$ results in the following adjoint problem for the determination of the Lagrange Multiplier $\lambda(x,y,t)$:

$$-\frac{\partial \lambda}{\partial t} - u(y) \frac{\partial \lambda}{\partial x} - \frac{\partial^2 \lambda}{\partial y^2} + 2 \sum_{i=1}^S (T - Y) \delta(x - x_i) \delta(y - y_i) = 0$$

in $0 < y < 1, x > 0, t > 0$ (10.a)

$$\frac{\partial \lambda}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = 0, x > 0, t > 0 \quad (10.b)$$

$$\frac{\partial \lambda}{\partial y} = 0 \quad \text{at } y = 1, x > 0, t > 0 \quad (10.c)$$

$$\lambda = 0 \quad \text{at } x = x_f, 0 < y < 1, t > 0 \quad (10.d)$$

$$\lambda = 0 \quad \text{for } t = t_f, 0 < y < 1, t > 0 \quad (10.e)$$

Such limiting process also gives the gradient equation for the functional as

$$J[q(x,t)] = -\lambda(x,1,t) \quad (11)$$

After developing expressions for the search step size β^k and for the gradient direction $J'[q(x,t)]$, we can implement the iterative algorithm of the conjugate gradient method, until a stopping criterion based on the discrepancy principle described below is satisfied.

STOPPING CRITERION

We stop the iterative procedure of the conjugate gradient method, when the functional given by equation (4) becomes sufficiently small, that is,

$$J[q^{k+1}(x,t)] < \epsilon \quad (12)$$

If the measurements are assumed to be free of experimental errors, we can specify ϵ as a relative small number. However, actual measured data contain experimental errors, which will introduce oscillations in the inverse problem solution, as the estimated temperatures approach those measured. Such difficulty can be alleviated by utilizing the Discrepancy Principle (Alifanov, 1974) to stop the iterative process, where we assume that the inverse problem solution is sufficiently accurate when the difference between estimated and measured temperatures is less than the standard deviation (σ) of the measurements. Thus, the value of the tolerance ϵ is obtained from equation (4) as

$$\epsilon = S\sigma^2 t_f \quad (13)$$

COMPUTATIONAL ALGORITHM

We suppose available an estimate $q^k(x,t)$ for the unknown heat flux $q(x,t)$ at iteration k . Thus:

STEP 1: Solve the direct problem given by equations (1) to obtain the estimated temperatures $T(x,y,t)$;

STEP 2: Check the stopping criterion given by equation (12). Continue if not satisfied;

STEP 3: Solve the adjoint problem given by equations (10) to obtain the Lagrange Multiplier $\lambda(x,y,t)$;

STEP 4: Compute the gradient of the functional $J[q^k(x,t)]$ from equation (11);

STEP 5: Compute the conjugation coefficient γ^k from equation (5.c) and then the direction of descent $d^k(x,t)$ from equation (5.b);

STEP 6: Solve the sensitivity problem given by equations (6) to obtain $\Delta T(x,y,t)$ by setting $\Delta q(x,t) = d^k(x,t)$;

STEP 7: Compute the search step size β^k from equation (7);

STEP 8: Compute the new estimate $q^{k+1}(x,t)$ from equation (5.a) and go to step 1.

RESULTS AND DISCUSSION

We use transient simulated measurements in order to assess the accuracy of the present approach of estimating the unknown wall heat flux $q(x,t)$. The simulated temperature measurements are obtained from the solution of the direct problem for a specified function $q(x,t)$. The temperatures computed in this manner are considered to be errorless, and the simulated measured data is given by:

$$Y = Y_{ex} + \alpha \sigma \quad (14)$$

where Y_{ex} is the solution of the direct problem; α is a random variable with normal distribution, zero mean and unitary standard deviation; and σ is the standard deviation of the measurements.

The direct, sensitivity and adjoint problems were solved with finite-differences by using an upwind discretization for the convection term and an implicit discretization in time. The resultant linear system of equations was solved iteratively by using a red-black reordering, so that the computations would be done in vector form in a Cray Y-MP. Such reordering resulted in a speedup of approximately 10, over a scalar version of the same computational code.

Figures (2.a-c) present the results obtained for a heat flux in the form $q(x,t) = q_x(x) + q_t(t)$, where

$$q_x(x) = \begin{cases} 1, & \text{for } x \leq 0.001 \text{ and } x \geq 0.003 \\ 1000x, & \text{for } 0.001 < x \leq 0.002 \\ -1000x + 4, & \text{for } 0.002 < x < 0.003 \end{cases} \quad (15.a)$$

$$q_x(x) = \begin{cases} 1000x, & \text{for } 0.001 < x \leq 0.002 \\ -1000x + 4, & \text{for } 0.002 < x < 0.003 \end{cases} \quad (15.b)$$

$$q_x(x) = \begin{cases} 1, & \text{for } x \leq 0.001 \text{ and } x \geq 0.003 \\ 1000x, & \text{for } 0.001 < x \leq 0.002 \\ -1000x + 4, & \text{for } 0.002 < x < 0.003 \end{cases} \quad (15.c)$$

and

$$q_t(t) = \begin{cases} 1, & \text{for } t \leq 0.02 \text{ and } t \geq 0.06 \\ 2, & \text{for } 0.02 < t < 0.06 \end{cases} \quad (16.a)$$

$$q_t(t) = \begin{cases} 1, & \text{for } t \leq 0.02 \text{ and } t \geq 0.06 \\ 2, & \text{for } 0.02 < t < 0.06 \end{cases} \quad (16.b)$$

For such case, we have used in the inverse analysis 21 sensors located at $y = 0.95$. The first sensor is located at $x_1 = 0.0004$ and the last at $x_{21} = 0.00396$. The others are equally spaced so that $x_i = (i-1)0.0002$, $i = 2, \dots, 20$. Figures 2 show the results for errorless measurements, as well as for measurements with a standard deviation $\sigma = 0.01 T_{max}$, where T_{max} is the maximum temperature measured by the sensors. In figure (2.a), we have the results for the axial variation for 3 different times, where $q_x(0.002) = q_x(0.07) = 1$ and $q_x(0.04) = 2$ from equations (16). The unknown heat fluxes for such times are accurately predicted, so that the results for $t = 0.002$ and $t = 0.07$ fall in the inferior curve, while those for $t = 0.04$ fall in the superior curve. The predicted heat flux is in very good agreement with the exact one for both errorless measurements and measurements with random error. Figures (2.b-c) show the results obtained for the flux variation in time for different axial positions. The results for $x = 0.0004$ and $x = 0.0036$ fall on the same curve in figure (2.b) as expected, since $q_x(0.0004) = q_x(0.0036) = 1$ from equations(15). The results shown in figure

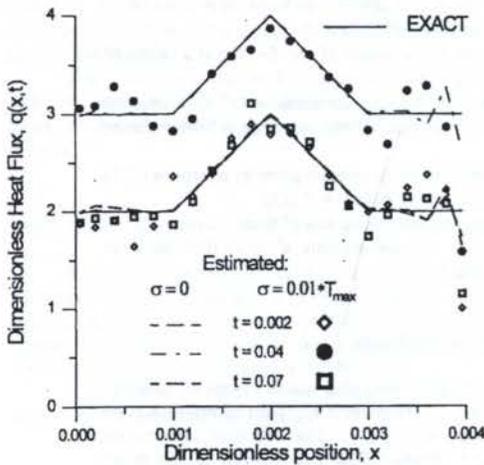


Figure 2.a - Inverse problem solution for different times. Triangular variation with axial position.

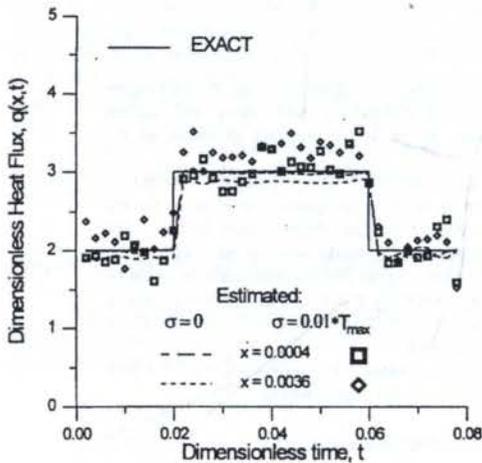


Figure 2.b - Inverse problem solution for different axial positions. Step variation in time.

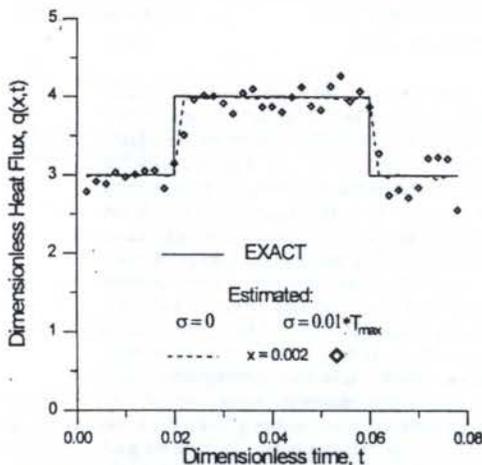


Figure 2.c - Inverse problem solution for $x = 0.002$. Step variation in time.

(2.c) for $x = 0.002$, where $q(x,t)$ has a peak in x , are also in very good agreement with the exact functional form assumed for $q(x,t)$.

We note in figures 2 that generally the agreement between the estimated solutions and the exact functional form assumed for $q(x,t)$ tends to deteriorate near the final axial position and near the final time. This is due to the very small values of the gradient of the functional, eq.(11), in such regions, as can be noticed by examining eqs. (10.d,e).

The dimensionless values for the final axial position and for the final time used in this paper, correspond to the physical situation involving the forced convection of refrigerant 113 with mean velocity $u_m = 0.0066$ m/s, in a channel of 0.03 m of half-width and 0.5 m of length.

CONCLUSIONS

A function estimation approach based on the conjugate gradient method with adjoint equation has been successfully applied to the inverse problem of estimating the timewise and spacewise variation of the wall heat flux in a parallel plate channel.

Results obtained with simulated measurements show that the present approach is capable of recovering sharp corners and discontinuities in the exact functional form assumed for the unknown heat flux. The results appear to be stable with respect to random measurement errors.

ACKNOWLEDGEMENTS

The CPU time for this work has been provided by CESUP-UFRGS.

REFERENCES

- Alifanov, O.M., "Solution of an Inverse Problem of Heat Conduction by Iteration Method", J. Eng. Phys., Vol.26, No. 4, pp.471-476,1974.
- Beck, J. Y., Blackwell, B. and St. Clair, C.R., "Inverse Heat Conduction", 1st ed., Wiley, New York, 1985.
- Bokar, J. C., Ozisik, M. N., "An Inverse Analysis for Estimating the Time-Varying inlet Temperature in Laminar Flow inside a Parallel Plate Duct", Int. J. Heat Mass Transfer, vol.38, No.1, pp. 39-45, 1995.
- Huang, C. H., Ozisik, M. N., "Inverse Problem of Determining Unknown Wall Heat Flux in Laminar Flow Through a Parallel Plate Duct", Numerical Heat Transfer, Part a, Vol. 21, pp. 55-70, 1992.
- Jamy, Y., Ozisik, M. N. and Bardon, J.P., "A General Optimization Method using Adjoint Equation for solving Multidimensional Inverse Heat Conduction, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 34, No. 11, pp. 29111-2919, 1991.
- Moutsoglou, A., "An Inverse Convection Problem", J. Heat Transfer, Vol. 111, pp. 37-43, February, 1989.
- Orlande, H.R.B. and Ozisik, M. N., "Determination of the Reaction Function in a Reaction-Diffusion Parabolic Problem", Journal of Heat Transfer, Vol. 116, pp. 1041-1044, 1994.

EVAPORAÇÃO DE GOTAS ESTACIONÁRIAS

Alfredo Cruz Junior
Antonio Santos Vargas
Departamento de Engenharia Mecânica
Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro

RESUMO

A evaporação transiente de uma gota d'água, esférica, isolada e estacionária, em ar quente, é estudada neste trabalho. As equações de conservação de momentum, energia e continuidade do vapor são integradas de forma acoplada com uso de β -splines e Runge-Kutta de 5ª ordem. Determinaram-se, para vários casos, os perfis de temperatura e fração mássica, os coeficientes de transferência de calor e massa, os números de Nusselt e de Sherwood, e o tempo de evaporação.

INTRODUÇÃO

Um conhecimento exato da evaporação de gotas de líquido de pequenos tamanhos é importante em aplicações de engenharia. Particularmente no processo de secagem conhecido por "spray drying", esse conhecimento é fundamental. Embora o seu emprego industrial seja cada vez mais amplo, a especificação e emprego desses equipamentos é ainda uma arte, baseada mais na prática do que em princípios básicos e técnicas analíticas. O conhecimento sobre os processos de transporte simultâneo de momentum, calor e massa que ocorrem entre as gotículas e o meio de secagem nesses equipamentos, por certo contribuirá para melhoria dos projetos. Este artigo procura dar uma modesta contribuição ao assunto.

ANÁLISE

Considera-se uma gotícula esférica de um líquido, no caso considerado água, imersa em ar imóvel. Em torno da mesma toma-se, por hipótese, uma camada esférica de ar, tendo seu raio expresso como função do raio da gota com uso de um coeficiente de proporcionalidade A, de acordo com trabalho anterior de Mendes (1986). Masters (1988) contém referências bibliográficas amplas.

O ar em volta da gota está em uma temperatura bem mais alta do que a temperatura da mesma. Postula-se que a gota comporta-se como uma fonte radial de massa. Admite-se que há transporte difusivo de calor para a gota e transporte difusivo e convectivo de calor e massa da gota para o ambiente externo. A perda de massa provoca uma redução do raio δ da gotícula com o tempo.

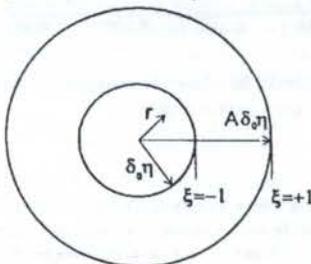


Figura 1 - Esquema do modelo.

Define-se agora uma coordenada radial adimensional ξ e um raio adimensional η pelas seguintes expressões

$$\xi = 2 \frac{r - \delta_0 \eta}{\delta_0 \eta (A - 1)} - 1 ; \eta = \frac{\delta}{\delta_0} \quad (1)$$

onde r é a coordenada radial dimensional de posição e δ_0 é o raio inicial da gota no instante de tempo $t = 0$.

A coordenada de tempo adimensional τ é definida pela seguinte expressão

$$\tau = \frac{D_A}{\delta_0^2} t \quad (2)$$

onde D_A é a difusividade do vapor d'água no ar.

Como, por hipótese, considera-se a gota como uma fonte radial de massa se tem, por consequência, velocidade de escoamento somente na direção da coordenada de posição r . Define-se, portanto, uma velocidade adimensional v^* pela seguinte expressão

$$v^* = v_r \frac{\delta_0 \eta}{D_A} \quad (3)$$

onde v_r é a velocidade radial dimensional.

Para a temperatura e para a fração mássica do vapor d'água no ambiente, usam-se as seguintes variáveis adimensionais

$$\Theta = \frac{T - T_0}{T_1 - T_0} ; w_a = \frac{y_A - y_{A1}}{y_{A0} - y_{A1}} \quad (4)$$

onde T é a temperatura dimensional e y_A é a fração mássica do vapor d'água. O subscrito 0 indica as condições na superfície da gota em $\xi = -1$ e o subscrito 1 condições na extremidade da camada esférica de ar em $\xi = +1$.

Usando-se as variáveis adimensionais definidas, as equações de governo em coordenadas esféricas ficam com as seguintes formas:

Conservação de energia:

$$\frac{\partial \Theta}{\partial \tau} = \frac{\alpha}{\eta^2 D_A} \frac{4}{(A - 1)^2} \frac{\partial^2 \Theta}{\partial \xi^2} + \left[\frac{4}{(A + 1)(\xi + 1) + 2} - v^* \frac{D_A}{\alpha} \right] \frac{\alpha}{\eta^2 D_A} \frac{2}{A - 1} \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \quad (5)$$

onde α é a difusividade térmica.

Caso 2: ar úmido com $T_o = 52,8^\circ\text{C}$,
 $T_i = 300^\circ\text{C}$, $y_{A_o} = .091772$ e $y_{A_i} = .0019471$;

Caso 3: ar úmido com $T_o = 53,5^\circ\text{C}$,
 $T_i = 300^\circ$, $y_{A_o} = .095134$ e $y_{A_i} = .0048764$;

Caso 4: ar úmido com $T_o = 55^\circ\text{C}$,
 $T_i = 300^\circ$, $y_{A_o} = .10268$ e $y_{A_i} = 0.0097818$.

Estudaram-se também dois modelos:

Modelo 1: evaporação com escoamento global da mistura, isto é, com convecção e difusão;

Modelo 2: evaporação com difusão apenas, isto é, corresponde a somar com $v^* = 0$.

A figura 2 ilustra a dependência do coeficiente de transferência de calor com o raio da gota R , para o modelo com convecção e difusão, nos quatro casos investigados. Os valores de h estão em $\text{cal}/\text{cm}^2 \cdot \text{s} \cdot ^\circ\text{C}$ e os valores de R em cm/s (10^{-2} m/s).

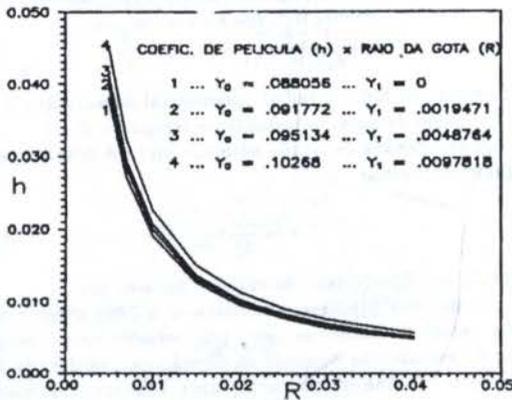


Figura 2: Dependência de h com a umidade e com o raio da gota.

Verifica-se que os valores de h são mais altos conforme o ambiente esteja mais úmido e as gotas sejam menores, com tendências para valores menos variados à medida que o raio da gota aumenta.

A tabela 1 mostra os valores obtidos para o número de Nusselt nos quatro casos descritos anteriormente. Os valores são mais elevados para umidades mais altas e para o modelo com convecção. Conclui-se, portanto, que a presença de umidade no ambiente favorece a transferência de calor para a gota, resultando em h e N_u mais elevados.

Tabela 1: Número de Nusselt

y_{A_o}	y_{A_i}	$N_u(1)$	$N_u(2)$
.088056	0	4,2637	1,7500
.091772	.0019471	4,4637	3,8378
.095134	.0048764	4,6198	3,8607
.15536	.0097818	5,0633	3,9900

(1) convecção e difusão (2) só difusão

A figura 3 ilustra a dependência do coeficiente de transferência de massa com o raio da gota, para os mesmos casos. Os valores de K_g estão em cm/s .

Verifica-se que os valores de K_g variam de forma semelhante à variação observada para h .

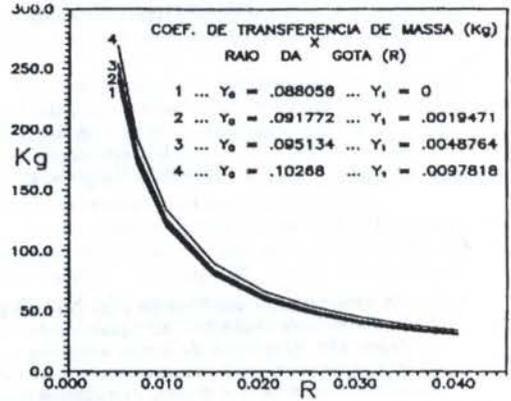


Figura 3. Dependência de K_g com a umidade e com o raio da gota.

A Tabela 2 mostra os valores obtidos para o número de Sherwood. Convém notar que os números de Nusselt e Sherwood não variam com o raio da gota.

Tabela 2: Número de Sherwood

y_{A_o}	y_{A_i}	$S_h(1)$	$S_h(2)$
.088056	0	4,2738	3,7589
.091772	.0019471	4,3719	3,7589
.095134	.0048764	4,4979	3,7589
.15536	.0097818	4,7700	3,7589

(1) Convecção e difusão (2) Só difusão

A figura 4 ilustra a dependência do tempo de evaporação com o raio da gota para o ar seco. É incluída a curva calculada com a fórmula de Masters (1988) como ilustração.

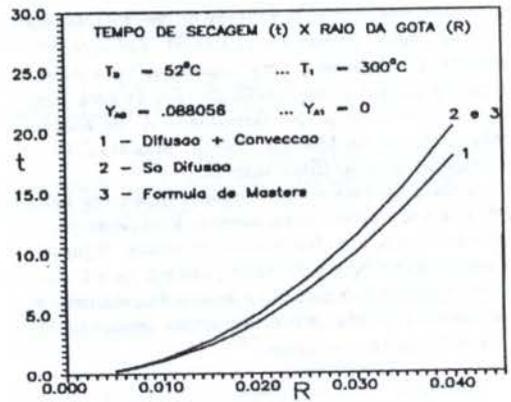


Figura 4: Dependência do tempo de evaporação com o raio da gota para o ar seco.

Verifica-se que a curva da situação em que só se considera a difusão coincide com a curva calculada pela fórmula de Masters (1988). Observa-se que a convecção diminui o tempo de evaporação, a diferença sendo mais marcante para gotas maiores.

Conservação da massa do vapor:

$$\frac{\partial W_A}{\partial \tau} = \frac{1}{\eta^2} \frac{4}{(A-1)^2} \frac{\partial^2 W_A}{\partial \xi^2} + \left[\frac{4}{(A-1)(\xi+1)+2} - v^* \right] \frac{1}{\eta^2} \frac{2}{A-1} \frac{\partial W_A}{\partial \xi} \quad (6)$$

As condições de contorno necessárias para a integração das equações (5) e (6) são as seguintes:

- a temperatura T_1 e a fração mássica y_{A1} , são conhecidas das condições do ar de secagem;

- a temperatura da gota (T_o), de acordo com Masters (1988), é a temperatura de bulbo úmido, determinada com o uso de carta psicométrica;

- a fração mássica na superfície da gota (y_{A_o}) é a razão entre a pressão de saturação na temperatura da gota e a pressão total do sistema, tomando-se a mistura vapor d'água-ar como uma mistura de gases ideais.

Um balanço de massa e energia na superfície da gota ($\xi = -1$) fornece a expressão para v^* nesse local. A taxa de massa evaporada \dot{m} é posta em uma forma adimensional $\dot{M} = \dot{m}/\rho D_A \delta_o$, onde ρ é a massa específica da mistura vapor d'água-ar. A conservação da massa na interface gota-camada de ar fornece a seguinte expressão para a massa de vapor evaporada

$$\dot{M} = 4\pi\eta v^* y_{A_o} - 4\pi\eta(y_{A_o} - y_{A1}) \frac{2}{A-1} \frac{\partial W_A}{\partial \xi} \Big|_{\xi=-1} \quad (7)$$

Da conservação de energia na interface da gota, tem-se uma segunda expressão para a massa de vapor evaporada

$$\dot{M} = -4\pi\eta v^* \frac{c_p}{\lambda} (T_o - T_1) + 4\pi\eta \frac{K}{\lambda \rho D_A} \frac{2}{A-1} \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi=-1} \quad (8)$$

onde c_p é o calor específico da mistura vapor d'água-ar, λ é o calor latente de vaporização na temperatura de bulbo úmido e K é a condutividade térmica da mistura.

Da igualdade entre (8) e (9) tem-se que

$$v^* \Big|_{\xi=-1} = \frac{2}{A-1} \frac{(y_{A_o} - y_{A1}) \frac{\partial W_A}{\partial \xi} \Big|_{\xi=-1} + \frac{K(T_1 - T_o)}{\lambda \rho D_A} \frac{\partial \Theta}{\partial \xi} \Big|_{\xi=-1}}{y_{A_o} + \frac{c_p}{\lambda} (T_o - T_1)} \quad (9)$$

Considerando-se o escoamento do vapor livre de atrito, ρ da mistura constante, desprezando-se efeitos de gradientes de pressão e de forças de campo, o campo de velocidades obedece a equação $\nabla \cdot \mathbf{v} = 0$. A integração dessa equação, somente com componente de velocidade radial, resulta em $v_r = C/r^2$, onde C é uma constante de integração. Mostra-se que $C = \Lambda/4\pi$, onde Λ é a intensidade da fonte. Com uso de variáveis adimensionais descritas anteriormente, tem-se a seguinte expressão para o campo de velocidades

$$v^* = \frac{\Lambda^*}{\pi\eta[(A-1)(\xi+1)+2]^2} \quad (10)$$

onde $\Lambda^* = \Lambda/\delta_o D_A$ é a intensidade adimensional da fonte. O valor de Λ^* na superfície da gota é dado pela expressão $\Lambda^* = 4\pi v^* \eta$.

O coeficiente de transferência de calor h e o número de Nusselt N_u são determinados pelas seguintes expressões

$$h = \frac{\dot{M} \lambda \rho D_A}{4\pi \delta_o} \frac{1}{\eta^2} \frac{1}{(T_1 - T_o)}; N_u = \frac{2h\delta_o\eta}{K} \quad (11)$$

O coeficiente de transferência de massa K_g e o número de Sherwood S_h são determinados pelas seguintes expressões

$$K_g = \frac{\dot{M} D_A}{4\pi \delta_o} \frac{1}{\eta^2} \frac{1}{(y_{A_o} - y_{A1})}; S_h = \frac{2K_g\delta_o\eta}{D_A} \quad (12)$$

A variação do raio da gota com o tempo é determinada pela seguinte expressão

$$\frac{d\eta}{dr} = -\frac{1}{\eta^2} \frac{\dot{M} \rho}{4\pi \rho_g} \quad (13)$$

onde ρ_g é a massa específica da gota.

Masters (1988) apresenta a seguinte expressão para o tempo de evaporação

$$t = \frac{\lambda \rho_g}{2K\Delta T} (\delta_o^2 - \delta_1^2) \quad (14)$$

onde δ_1 é o raio final da gota e ΔT a diferença de temperatura entre o ambiente e a gota.

MÉTODO DE SOLUÇÃO

As equações de governo deste problema foram integradas numericamente com ajuda do método de β -splines descrito por Boor (1978) e Castro (1983), para integração ao longo da coordenada de posição e com uso do método de Runge-Hutta de 5ª ordem descrito por Press "et al" (1989) para a integração ao longo do tempo. Usou-se β -splines com coeficientes função do tempo. Divide-se o intervalo de $\xi = -1$ a $\xi = +1$ em oito sub-intervalos, com nove pontos de quebra e dois pontos de colocação por intervalo. As equações de governo devem ser satisfeitas em todos estes pontos. As β -splines foram calculadas com auxílio das rotinas de Boor (1978) e o sistema de equações diferenciais ordinárias para cálculo dos coeficientes das β -splines foi resolvido com auxílio das rotinas de Press "et al" (1989).

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos com o procedimento numérico descrito são apresentados agora e discutidos. Considerou-se o ar com temperatura inicial de 25°C e quatro situações de umidade relativa 0, 10, 25 e 50 por cento. Desta forma a umidade absoluta do ar fica determinada. A seguir, considerou-se o ar aquecido a 300°C e, com auxílio da carta psicométrica, determinaram-se as temperaturas da gota para as quatro situações de umidade estudadas. Com as temperaturas da gota conhecidas em cada caso, determinou-se as pressões de saturação e as correspondentes frações mássicas y_{A_o} . Os demais parâmetros para a mistura vapor d'água-ar foram tirados da bibliografia referenciada. A difusividade do vapor d'água no ar foi determinada de acordo com a correlação (3.8) preconizada por Skeland (1974) à página 51.

Estudaram-se quatro diferentes combinações de temperatura e fração mássica na interface da gota e no ambiente:

$$\text{Caso I: ar seco com } T_o = 52^\circ\text{C}, \\ T_1 = 300^\circ\text{C}; y_{A_o} = 0.88056 \text{ e } y_{A1} = 0;$$

A figura 5 ilustra a dependência do tempo de evaporação com o raio da gota para o ar úmido. Não se observa a mesma coincidência entre a curva da difusão e a fórmula de Masters (1988), havendo uma discrepância para gotas maiores. A convecção continua diminuindo o tempo de evaporação, principalmente para gotas de maior tamanho.

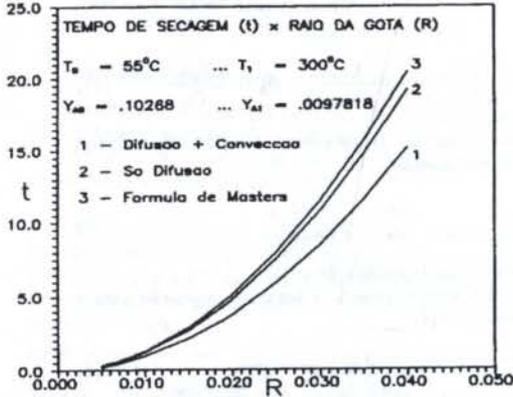


Figura 5: Dependência do tempo de evaporação com o raio da gota para ar úmido.

As figuras 6 e 7 mostram os perfis transientes de temperatura e fração mássica para o ar seco, para uma gota de raio $R = .020 \times 10^{-2}\text{m}$.

Estes perfis correspondem às distribuições de temperatura e fração mássica, ao longo do tempo e do espaço, na camada esférica de ar que envolve a gota, para a situação com convecção.

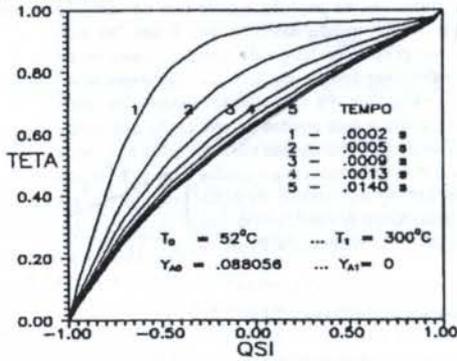


Figura 6: Perfis de temperatura.

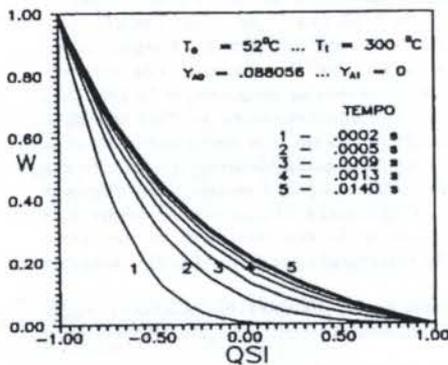


Figura 7: Perfis de fração mássica.

Verifica-se que, para ambos os perfis, a curva para o regime pseudo-permanente é alcançada em um tempo muito curto, igual a .0140s. Isto mostra que o período de evaporação transiente é muito pequeno, quando comparado com o tempo total de evaporação.

Os resultados mostraram que o ambiente úmido favorece a difusão do calor e que a inclusão da convecção diminui o tempo previsto de evaporação, particularmente para gotas de maior tamanho.

REFERÊNCIAS

- Boor, C., "A Practical Guide to Splines", New York, Springer-Verlag New York Inc, First Edition, 1978.
- Castro, L. D., "Modelagem de Reator Catalítico com Reação Reversível e Exotérmica", Tese de Mestrado, COPPE, UFRJ, 1983.
- Eckert, E.R.G., DRAKE, R.M., "Heat and Mass Transfer", New Delhi, Tata Mc Graw-Hill, Second Editions, 1979.
- Masters, K., "Spray Drying Handbook", London, Longman Scientific and Technical, Fourth Edition, 1988.
- Mendes, P. R. B., "Estudo da Gaseificação Isotérmica de uma Partícula Esférica de Carvão", Dissertação de Mestrado, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 1986.
- Press, W. H. "et al", "Numerical Recipes - The Art of Scientific Computing", Cambridge University Press, New York, 1989.
- Skeland, A.H. P., "Diffusional Mass Transfer". A Wiley -Interscience Publication, 1974.

ABSTRACT

This work is devoted to studied from basic principles the transient evaporation of spherical water droplets in hot and humid air. The equations of balance of momentum, energy and humidity are solved together with the use of β -splines and a 5^o order Runge-Kutt. method. Temperature and humid profiles are calculated. Nusselt and Sherwood numbers, as well as heat and mass transfer coefficients are evaluated. Finally time of evaporation is computed.

FLOW VISUALIZATION STUDY OF SWIRLING JET IMPINGEMENT

J.A. Almeida and L.F.A. Azevedo
Departamento de Engenharia Mecânica, PUC-Rio
22453-900, Rio de Janeiro Brasil

ABSTRACT

The present paper presents a flow visualization study of the configuration formed by a swirling gas jet, impinging on a flat plate. Previous studies revealed significant changes in the distribution of the local mass transfer coefficients due to the presence of the swirl flow component. In order to understand the complex flow patterns developed at the impinging surface, flow visualization studies were conducted utilizing the oil/lump black technique. These studies revealed regions strongly affected by the swirl flow component, close to the jet centerline. The flow visualization studies also revealed evidences of significant axial flow reversal, in the case of strong swirl intensities. These results can be linked to the decrease in the transfer coefficients found in the previous experiments.

INTRODUCTION

Jet impingement is frequently studied in the literature. This is due to the high transfer coefficients associated with this configuration, which motivates its use in several different industrial applications, such as drying of paper and fabrics, heating or cooling of metals, glass tempering, cooling of turbine blades and cooling of electronic components.

The results of this research effort are summarized in the review papers of Martin (1977) and Down and James (1987), that present the influence on the heat and mass transfer characteristics of the jet due to jet-to-plate distance, Reynolds number, turbulence intensity level, jet geometry, incidence angle and surface curvature. Lytle and Webb (1991) provided detailed information on the heat transfer to impingement jets at low nozzle-to-plate distances. Azevedo et al. (1994) studied the heat transfer characteristics of pulsating jet impingement.

Recently, the need for high rates of heat transfer in the electronic industry has motivated an increasingly interest in liquid jet impingement. The most comprehensive and updated review of the literature on this topic can be found in the work of Webb and Ma, 1995.

Jet impingement with the presence of a swirl flow component finds applications in combustors, where the circumferential component is often used to stabilize the flame and provide mixing of the chemical species. This configuration has received very little attention in the literature and, for this reason, there is need for detailed information. Martin (1977) in his review article mentions a study where swirl impingement had been investigated. The only conclusion of this study mentioned in the review is that the heat transfer coefficients do not present significant changes due to the presence of the swirl component. Ward and Mahmood (1982), however, state that the presence of the swirl flow component acts as to decrease significantly the average heat or mass transfer from the plate.

Duarte and Azevedo (1994) conducted a detailed study of the influence of the swirl flow component on the mass transfer characteristics of impinging jets. The naphthalene sublimation technique was employed with the aid of a computer controlled coordinate table, providing detailed information on the distribution of the local mass transfer coefficient. The parameters investigated in this study were the jet Reynolds number, the jet-to-plate distance and the strength of the swirl flow given by the Swirl number.

The results demonstrated, among other findings, that the presence of the swirl flow component decreases the average mass transfer from the plate. Further, it was shown that the value of the local mass transfer coefficients at the stagnation region presented a significant decrease for high swirl intensities.

The present work is aimed at investigating the flow patterns at the impinging surface with the objective of explaining the behavior of the local mass transfer coefficients distribution. To this end, a flow

visualization study was conducted, as will be described ahead.

EXPERIMENTAL SETUP

The experimental setup employed in the experiments was basically the same described in Duarte and Azevedo (1994) for the mass transfer experiments. For completeness, a brief description of the experimental setup will be given here.

Test Section. Figure 1 schematically presents the test section constructed for the experiments. Air sucked by a blower located outside the laboratory area, was forced to enter into a large cylindrical tank (800-mm diameter) where the experiments were conducted. The air entered in the container after passing through a swirl generating chamber, a regulating chamber, and through the jet tube. The jet tube penetrated into the tank at its top surface. The air leaving the jet tube was directed toward the impinging surface formed by a flat plexiglass disk with 150-mm diameter. This disk was supported by a movable rod so as to allow the adjustment of the jet-to-plate distance. After impinging on the plate, the air was ducted to the exterior of the laboratory, after passing through an orifice plate and a controlling valve. The tank had a rectangular removable window that permitted access to the plate assembly.

The swirl generating chamber was formed by a vertical tube closed at its top end and open at its bottom end. At the lateral surface of this tube, four columns of 25 holes were drilled. The four columns were equally spaced circumferentially of 90 degrees. Each hole (1.5-mm diameter) was carefully drilled tangentially to the inner surface of the tube. With this geometry the air sucked by the blower penetrated tangentially in the generating chamber providing the desired swirl flow.

The swirl flow leaving the generating chamber passed through the regulating chamber before entering the jet tube. The purpose of this intermediate chamber was to control the intensity of the swirl flow entering the jet tube. The regulating chamber was formed by a plexiglass tube having in its inferior part a flange connecting it to the jet tube. In the open end of the chamber a plexiglass disk attached to the generating chamber could be moved axially. This piston-type assembly allowed the control of the swirl intensity. When the piston was located at the bottom of the chamber the maximum swirl intensity was obtained. Conversely, when the piston was moved to the end of the regulating chamber, the minimum intensity was attained.

The Visualization Technique. The flow patterns generated by the swirl flow were visualized at the impinging surface employing the oil-lump black technique. This widely used technique consists of spreading a layer of a mixture of oil and lump black on the surface to be studied. The tangential stresses generated by the air flow over the surface displace the oil mixture revealing the flow patterns. At regions of high stresses the oil mixture is removed leaving the surface exposed. At regions of low stresses the surface remains covered with the oil mixture showing a black pattern. The interpretation of the white and black patterns provides useful information on the flow. In

order to have a clear picture of the flow, a perfect match has to be attained of the oil-lamp black mixture viscosity and the tangential stresses generated by the flow. An excessively viscous mixture will not be displaced by the flow, resulting in a completely black image. On the other hand, a relatively low viscosity mixture will be completely washed by the flow leaving the surface totally exposed. The perfect mixture viscosity for a particular flow is attained by trial and error and involves the choice of the base oil and the amount of lamp black. Since the mixture will never dry, a permanent documentation of the image should be obtained by photographic procedures.

In the present work, the impinging plate was a plexiglass disk covered with white contact paper, chosen to provide a good contrast with the black mixture. In all the experiments conducted the mixture was formed with mineral oil and lamp black, with the approximate proportion of three parts of oil to one part of lamp black. This mixture proportion was slightly altered to accommodate variations in the jet Reynolds number and jet-to-plate distances.

Measurement of the Swirl Intensity. The swirl flow intensity is normally characterized by the Swirl number, defined as the angular momentum of the flow divided by the radius of the tube multiplied by the axial momentum of the flow. The axial momentum can be easily obtained by the flow measurement and the assumption of a typical velocity profile for the flow.

The measurement of the angular momentum required a more elaborated procedure, that was based on the principle of conservation of the angular momentum and on the measurement of the torque produced by the swirl flow. Figure 1(b) presents the apparatus constructed for the torque measurement. A 70-mm-diameter nylon cylinder perforated by 60 axial holes (6-mm diameter) was placed in front of the jet exit plane. The cylinder was suspended by a 0.2-mm diameter steel string fixed in one end at the interior of the tank, and at the other end at a 6-Kg mass. The string passed through the center line of the jet, exiting through a small hole drilled at the top cover of the generating chamber. A pair of ball-bearing-equipped wheels fixed at the laboratory ceiling guided the string. The air flow leaving the jet passed through the nylon cylinder, transferring its angular momentum to the cylinder, thereby producing a torque that was balanced by the torque exerted by the torsion of the steel string. The optical measurement of the cylinder rotation and a static calibration of the string-cylinder assembly allowed the determination of the angular momentum of the flow. Details of this setup and of the calibration procedure can be found in Duarte (1994).

Data Reduction. The procedure employed to reduce the experimental data was limited to the calculation of the jet Reynolds and Swirl numbers. The Reynolds number was calculated from the mass flow rate, m , measured at the orifice plate as,

$$Re = 4m / \pi D \mu \quad (1)$$

where D is the jet diameter, and μ the air dynamic viscosity.

The Swirl number was defined as,

$$S = G_\theta / G_x R \quad (2)$$

where G_θ and G_x are, respectively, the jet angular and axial momentum, and R is the jet tube radius. The angular momentum was taken to be equal to the torque measured at the torque meter

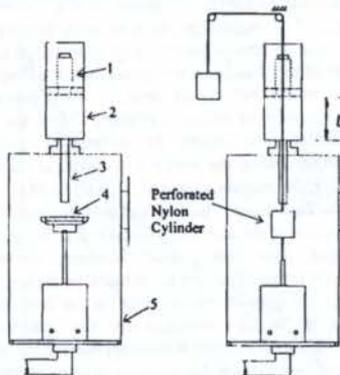


Fig. 1 - a) Test Section: ① Generating Chamber, ② Regulating Chamber, ③ Jet Tube, ④ Plate, ⑤ Tank. b) Swirl Measuring Setup.

described above, while the axial momentum was calculated assuming a flat velocity profile of magnitude V for the jet, Thus,

$$G_x = \pi \rho V^2 R^2 \quad (3)$$

Experimental Procedure. The procedure for a visualization run was initiated by setting the regulating chamber at a pre-determined position L (see Fig. 1(b)). This position would produce the desired Swirl number for a particular experiment. The relationship among the Reynolds number, regulating chamber position and the Swirl number produced was known from previously conducted calibrating experiments. The jet-to-plate distance was set by moving the plate assembly vertically. The desired value of the jet Reynolds number was set by adjusting the flow control valve. Once the flow rate was adjusted, the blower was turned off and the tank window opened. The impinging plate was removed and carefully covered with contact paper. A layer of the oil-lamp black mixture was spread over the contact paper with the aid of a soft brush. The plate was then returned to its position in the tank. The tank window was sealed and the blower turned on. Visual observation through the tank window of the mixture displacement determined the duration of each experiment. After the blower was turned off and the tank window opened, the plate was carefully removed from the tank and placed on a flat horizontal table. This table was equipped with a 35-mm camera that produced the photographic documentation of the flow visualization.

As will be seen in the Results Section, visualization employing discrete drops of oil-lamp black mixture were also conducted to provide a better insight into the flow. In this case, the contact paper covering the impinging plate was marked with drops of mixture at previously marked positions. The drops were deposited on the surface with the aid of a syringe. Once in the test tank these drops were pushed by the air flow leaving small trajectories marked on the surface. The trajectory patterns were also photographed.

RESULTS AND DISCUSSION

As mentioned in the Introduction, the main objective of the present investigation was to provide additional information on the flow patterns at the impinging surface, so as to aid the understanding of the mass transfer results obtained for the same configuration by Duarte and Azevedo (1994).

To facilitate the interpretation of the visualization results, it is convenient to reproduce here a typical local mass transfer result from the work of Duarte and Azevedo (1994). Figure 2 presents the radial distribution of the local Sherwood number (i.e., the dimensionless local mass transfer coefficient) for Reynolds number equal to 45,000, jet-to-plate distance, $H/D = 2$ and for three values of the Swirl number: 0.28, 0.54 and 0.74. Also shown in the figure is the distribution of the local Sherwood number for the case of $S=0$, i.e., the impinging configuration with no swirl. This base case serves for comparison purposes and was obtained in the experiments by removing the generating chamber from the interior of the regulating chamber.

The distribution of the local Sherwood number for the base case presented in Fig. 2 shows a behavior similar to that described in the literature by Lytle and Webb (1991). The Sherwood number

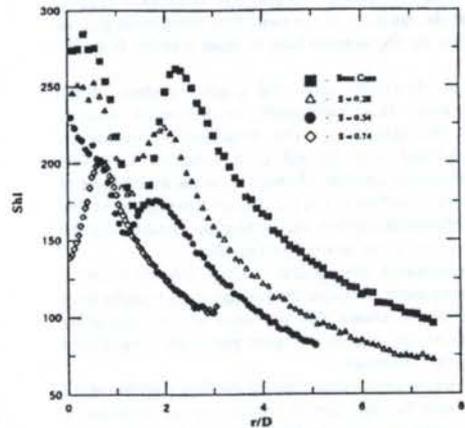


Fig. 2 - Local Sherwood Number Distribution. $Re = 45000$. $H/D = 2$.

increases from the stagnation point location up to a local maximum at approximately $r/D = 0.5$. From this point on, a sharp decrease in Sh is verified, leading to a local minimum in the distribution at $r/D = 1.5$. A sharp increase is again present, and a secondary maximum occurs at $r/D = 2.4$. After this point, a monotonic decrease in Sh is noted.

The visualization result obtained for the base case is presented in Figure 3. A general inspection of the photograph presented shows that the flow is perfectly in the radial direction and axisymmetric. According to the technique employed, dark regions correspond to zones of low flow velocities. The outer region of the impinging plate shows a dark rim around the circumference of the plate. This is due to the duration chosen for this particular run that did not allow the mixture in this lower velocity region to be displaced by the air. This procedure was adopted to guarantee a good contrast at the stagnation region where the attention was focused.

A careful examination of the figure shows two dark circular regions. One of them, at the center of the plate ($r/D = 0$), represents a region of relatively lower tangential velocity which is responsible for the slight decrease in the value of the local Sherwood number presented in Figure 2. The second dark region is a circular ring centered at the plate center with radius approximately equal to $r/D = 1.2$. This region exactly matches the point of local minimum in the Sherwood distribution mentioned in the previous Figure. According to Lytle and Webb (1991) this region marks the transition to turbulent flow in the boundary layer growing along the plate.

The effect of the presence of the swirl flow component on the local Sherwood distribution can be seen by examining again Figure 2. The striking feature of the figure is the significant decrease in the local Sherwood number. For instance, a comparison of the base case ($S = 0$) with the results for the maximum investigated swirl intensity ($S = 0.74$) presents a 50% decrease in Sh at the stagnation region.

The visualization experiments conducted can help explaining the drop in the transfer coefficients. Figure 4 presents the visualization pattern obtained for the case with the swirl flow component present. As in the base case the dark outer region around the plate edge is due to the duration of the experiment that was set to favor the visualization at the central region of the plate.

An overall inspection of Figure 4 (a) reveals the presence of a dark circle located at the center of the plate that is larger than the one present in the base case visualization of Figure 3. This circular region is surrounded by spiral tracks that connect the outer region with the central dark circle. The close up of the central region of the same visualization presented in Figure 4 (b) clearly shows the spiral tracks. The central dark region is the result of the accumulation of mixture carried by the flow from outer regions following the spiral trajectories. Thus, it is proved that the presence of the swirl flow component produces a flow reversal along the plate, which is a situation completely distinct from the base case. It should be mentioned that visual observations made during the realization of the visualization runs revealed that the fluid accumulated at the central region was pushed away from the plate by the strong vertical flow reversal that opposed the main jet flow. In some cases, a few particles of the mixture were observed to lift off the plate and move upwards along the jet centerline.

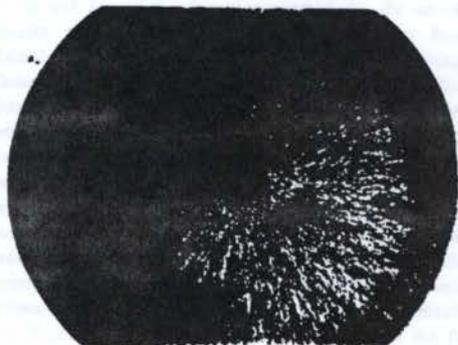
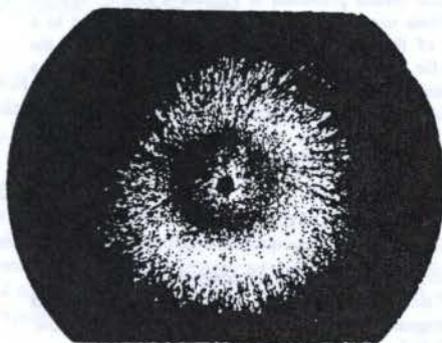
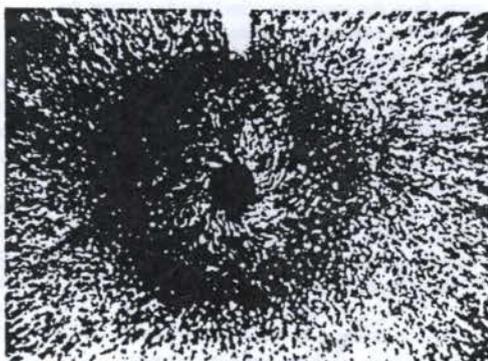


Fig. 3 - Visualization at the Impinging Surface for the Base Case ($S = 0$). $Re = 45,000$, $H/D = 2$. $Re = 45,000$, $H/D = 2$, $S = 0.74$.



a)



b)

Fig. 4 - a) Visualization at the Impinging Surface for Swirling Flow. b) Close up of the Stagnation Region. $Re = 45,000$, $H/D = 2$, $S = 0.74$

The observations just mentioned are due to the changes imposed on the jet velocity profile caused by the presence of the swirl flow component. Indeed, it is described in the literature (e.g. Ward and Mahmood, 1982) that the presence of a swirl component in a free jet produces a displacement of the point of maximum velocity at the jet center line to radial positions of the order of the tube radius. Depending on the intensity of the swirl component, flow reversals are observed along the jet centerline as a result of an adverse pressure gradient associated with the strong centripetal effect of the swirl flow.

The sharp decrease observed in Figure 2 in the local Sherwood number at the stagnation region is the consequence of the decrease in the flow velocity due to the reasons just mentioned.

To confirm the observations of the flow reversal toward the plate center, additional flow visualization experiments with oil/lamp black drops were conducted. In these experiments small drops of the mixture were carefully deposited on the impinging plate along three circles previously marked on the contact paper that covered the plate. The location of these circles were chosen based on the visualization results of Figure 4. Figure 5 (a) shows the results obtained. The four drops deposited along the inner most circle moved inward describing spiral paths. The direction of the paths can be easily inferred from the figure by identifying the initial position of the drops as the thicker part of each trajectory. The drops deposited along the second circle moved outward with a weaker spiral component. The drops deposited along the third circle also moved outward describing a nearly radial trajectory, showing that the swirl component had practically vanished. For comparison purposes Figure 5 (b) presents a similar drop visualization experiment conducted for the base case, i.e., no swirl flow component. As can be seen, all the paths left by the drops deposited along the three circles are always moving radially outward.

The visualization results presented in Figures 4 and 5, together with the observations conducted during the experiments, lead to a complete picture of the flow pattern in the neighborhood of the stagnation region for intense swirl jet impinging flows. Figure 6 is a pictorial representation of the flow pattern. The swirl component creates a toroidal vortex located at the stagnation region that displaces the main impinging flow radially outward, producing the sharp decrease in the transfer coefficients detected by the naphthalene experiments.

CONCLUSIONS

Flow visualization experiments were conducted with the objective of explaining the sharp decrease in the mass transfer coefficients measured at the stagnation region of a swirling jet impinging flow. The oil-lump black technique was employed.

The results demonstrated that at the central region of the plate the swirl flow component induces a spiral inward flow along the plate. At regions further away from the stagnation zone, the flow along the plate moves outward with a weaker spiral component. The swirl flow component was shown to die out rapidly with the radius.

The flow pattern detected by the visualization experiments suggests the presence of a toroidal vortex at the stagnation region that greatly affects the transfer characteristics of the impinging flow.

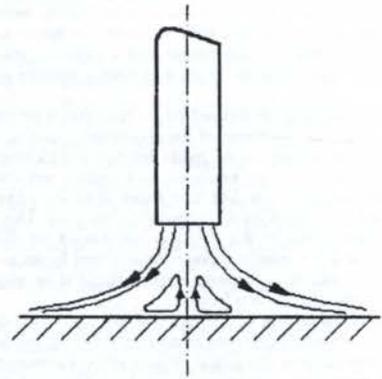


Fig. 6 - Representation of the Expected Flow Pattern for Swirling Jet Impingement.

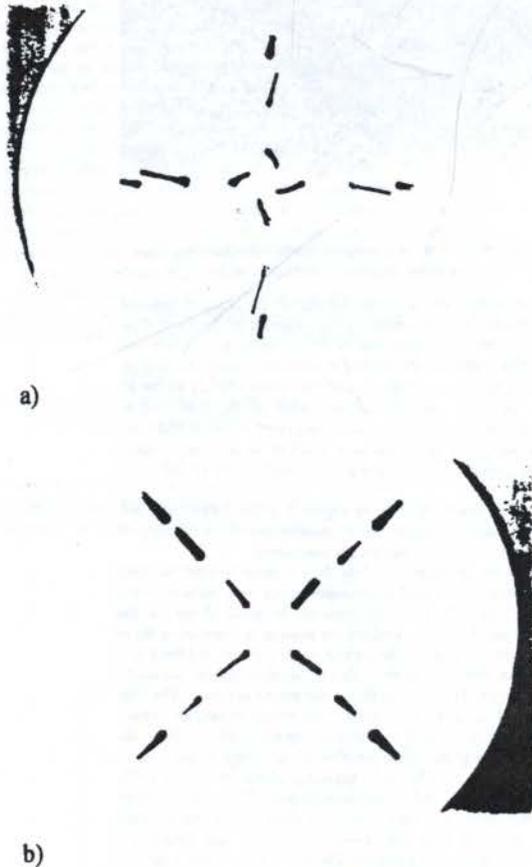


Fig. 5 - Particle Track Visualization. a) Swirl Flow ($S = 0.74$). b) Base Case ($S = 0$). $Re = 45,000$, $H/D = 2$.

REFERENCES

- Azevedo, L.F.A., Webb, B.W. and Queiroz, M., "Pulsed Air Jet Impingement Heat Transfer", *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol. 8, no. 3, 1994, pp. 206-213.
- Duarte, L.G.C., "Mass Transfer from Swirling Jet Impingement", Master Dissertation, PUC-Rio, Rio de Janeiro, Brasil, 1994 (in portuguese).
- Duarte, L.G.C. and Azevedo, L.F.A. "Mass Transfer from Swirling Jet Impingement", *Proc. V ENCIT*, São Paulo, Brasil, 1994, pp. 105-108, (in portuguese).
- Down, S.J. and James, E.H., "Jet Impinging Heat Transfer - A Literature Survey", *ASME paper 87-HT-35*, 1987.
- Lytle, D. and Webb, B.W., "Secondary Heat Transfer Maxima for Air Jet Impingement at Low Nozzle-to-Plate Spacings", *Proc. 2nd World Conf. Exp. Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, Dubrovnik, Yugoslavia, 1991, pp.776-783.
- Martin, H., "Heat and Mass Transfer Between Impinging Gas Jets and Solid Surfaces", in *Advances in Heat Transfer*, 1977, pp.1-60.
- Ward, J. and Mahmood, M., "Heat Transfer from a Turbulent Impinging Jet", *Proc. 7th Int. Heat Mass Transfer Conf.*, 1982, pp. 401-408.
- Webb, B.W. and Ma, C.F., "Single-Phase Liquid Jet Impingement Heat Transfer", in *Advances in Heat Transfer*, in press.

HEAT AND MASS TRANSFER PAST A HORIZONTAL CYLINDER WITH NATURAL AND MIXED CONVECTION

Crésopo, L.C.A., Ferreira, W.R., Fortes, M. and Barreto, A.A.
Departamento de Engenharia Mecânica - UFMG - Av. Antônio Carlos, 6627
31.270 - 901 - Belo Horizonte - MG - Brazil

ABSTRACT

A recently proposed finite element methodology for solving convection-diffusion problems has been modified by adding a streamline upwind technique to its original version, so that false diffusion numerical errors could be decreased. The problem of simultaneous heat, mass and momentum transfer around a horizontal infinite cylinder was solved for natural, mixed and forced convection conditions. The simulated data agreed with available experimental data within the associated experimental errors.

INTRODUCTION

Drying can be defined as the process of removing volatile components from a porous solid. In general, but not exclusively, the main volatile component to be removed is water [Brooker, Bakker-Arkema and Hall, 1974]. Drying is a unit operation present in several biological and industrial processes like drying of agricultural products, food dehydration, wood treatment, drying of ceramics, brick and porous media in general.

Drying analysis involves a conjugate process of heat and mass diffusion in the solid and convection in the fluid. Sophisticated models for the analysis of heat and mass transfer processes involved in drying have been formulated either by means of classical mechanistic theories [Phillip and De Vries, 1957], or non-equilibrium thermodynamics [Luikov, 1966]. Flux equations based on either thermodynamic irreversibility or mechanistic theories can also be applied to grain drying [Fortes and Okos, 1981].

The complete modeling of the drying problems using any of the cited theories involves the solution of non-linear diffusive equations coupled to boundary layer equations. Numerical and analytical methods (finite differences, FDM, finite volumes, FVM, and finite elements, FEM) have been utilized for the equation system solution. The FEM, with Galerkin formulation, has been utilized for solving problems involving the Navier-Stokes equations and complex geometries. However, this method requires the use of direct solution schemes of the discretized equations and distinct interpolation functions for velocity and pressure, besides leading to false diffusion [Brooks and Hughes, 1982; Taylor and Hughes, 1981].

Hughes [1978] presented an upwind methodology for the FEM that consists in applying Galerkin formulation for the diffusive terms and a special integration method for the advective terms. Brooks and Hughes [1982] have developed a finite element formulation to convection dominated flows by utilizing a Petrov-Galerkin formulation, which led to decreased false diffusion effects. Schnipke and Rice [1985] devised a finite element methodology which makes use of upwind values to predict downwind values for the advection terms and uses the same interpolation function for velocities and pressure; the method is amenable to SIMPLER-like segregated solutions [Patankar, 1980]. Shaw [1991], by utilizing the same SIMPLE-like procedure, developed a Poisson type equation for pressure. In this way, Shaw's method [1991] allows using interpolation functions of the same order for both velocities and pressure, and iterative solution methods for the discretized equations. The limitation of Shaw [1991] method rests in the fact that its

methodology applies only to problems involving Reynolds numbers smaller than 5. To overcome this problem, Shaw [1991] has suggested the use of upwind schemes.

The specific objectives of this work are:

1. to evaluate the predictive ability of the method proposed by Shaw [1991] to solve heat, mass and momentum simultaneous transfer problems for low Reynolds numbers in natural and mixed convection, for eventual application to drying problems;
2. to obtain, via FEM, heat and mass transfer coefficients, for horizontal cylinders placed transversally in relation to the fluid flow, for: a)-forced convection for low Reynolds numbers (<10), b)-natural convection, and c)- mixed convection
3. to evaluate the effect of mass transfer over the evaluated values of heat transfer coefficients;
4. to analyze the effect of temperature and concentration dependent properties over heat and mass transfer coefficients; and
5. to compare numerical results against available experimental data.

METHODOLOGY

The continuity and momentum equations for two-dimensional, steady and incompressible flow are:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2)$$

$$\rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right)$$

where u and v are velocity components in the x and y directions, respectively; p is the pressure component; ρ , the fluid density and μ , the fluid dynamic viscosity.

By applying Galerkin formulation [Taylor and Hughes, 1981] to Eq. (2), the momentum- x equation becomes:

$$\int_{\Omega} N_i \left[\rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] d\Omega = \int_{\Omega} N_i \frac{\partial p}{\partial x} d\Omega \quad (3)$$

where Ω is the integration domain.

An integrating by parts, followed by an application of Gauss theorem leads Eqs.(2) to:

$$\int_{\Omega} \left(\rho u N_i \frac{\partial N_j}{\partial x} + \rho v N_i \frac{\partial N_j}{\partial y} + \mu \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + \mu \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} \right) u_j d\Omega = \int_{\Omega} N_i \frac{\partial p}{\partial x} d\Omega + \int_{\Gamma} N_i \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} n_x + \mu \frac{\partial u}{\partial y} n_y \right) d\Gamma \quad (4)$$

$$\int_{\Omega} \left(\rho u N_i \frac{\partial N_j}{\partial x} + \rho v N_i \frac{\partial N_j}{\partial y} + \mu \frac{\partial N_i}{\partial x} \frac{\partial N_j}{\partial x} + \mu \frac{\partial N_i}{\partial y} \frac{\partial N_j}{\partial y} \right) v_j d\Omega = \int_{\Omega} N_i \frac{\partial p}{\partial y} d\Omega + \int_{\Gamma} N_i \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} n_x + \mu \frac{\partial v}{\partial y} n_y \right) d\Gamma \quad (5)$$

where Γ denotes the boundary surface; n_x and n_y are the outward normal unit vectors to each element boundary.

The terms relative to the boundary in Eqs. (4) and (5) can be neglected because either the velocities (u and v) are prescribed or the mass flux is zero (continuity must be preserved). These equations can be written in a condensed form as $Au_j = Bp_j$; $Av_j = Bp_j$; where the matrix A is function of velocities and local transport and thermodynamic properties.

The u , v and p values that constitute the exact solution of continuity and Navier-Stokes equations can be expressed by: $u = u^* + u'$; $v = v^* + v'$ and $p = p^* + p'$, where the starred values (*) are approximated values obtained by solving the discretized momentum equations, and the apostrophe values (') are the corrections utilized to force continuity to be satisfied. Thus, by considering only the u component, one can write: $A(u_j^* + u_j') = B(p_j^* + p_j')$. Since the starred values satisfy the momentum equations, $Au_j^* = Bp_j^*$, and, $Au_j' = Bp_j'$, and the nodal values of u' and v' can be written as:

$$u_j' = A^{-1} B p_j', \quad \text{and} \quad v_j' = A^{-1} C p_j' \quad (6)$$

The matrix A can be written as a sum of a matrix D (with only the diagonal terms), and a matrix F (with the non-diagonal terms). Shaw [1991] presumed that Eqs.(6) can be simplified, ignoring the terms off the main diagonal, and, thus:

$$u_j' = D^{-1} B p_j', \quad \text{and} \quad v_j' = D^{-1} C p_j' \quad (7)$$

This simplification is based on fact that the pressure correction term vanishes when the numerical approximation converges to the solution. The vectors of the velocity corrections, u_j' and v_j' , can be obtained in function of p_j' by integrating Eqs. (7) in all domain, by means of the expressions:

$$\int_{\Omega} N_i N_j u_j' d\Omega = \int_{\Omega} N_i N_j D^{-1} B p_j' d\Omega \quad (8)$$

$$\int_{\Omega} N_i N_j v_j' d\Omega = \int_{\Omega} N_i N_j D^{-1} C p_j' d\Omega \quad (9)$$

The utilization of a lumped matrix allows the matrix in the left hand side of Eqs. (8-9) to be easily inverted and, thus, to obtain u_j' and v_j' in a more efficient way. Discretization of the continuity equation can be done in the same way, by means of Galerkin formulation:

$$\int_{\Omega} N_i \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) d\Omega = 0 \quad (10)$$

By substituting the exact solution in Eq. (10) and after some manipulations, one obtains:

$$\int_{\Omega} N_i \left(\frac{\partial u'}{\partial x} + \frac{\partial v'}{\partial y} \right) d\Omega = - \int_{\Omega} N_i \left(\frac{\partial u^*}{\partial x} + \frac{\partial v^*}{\partial y} \right) d\Omega \quad (11)$$

Integrating both sides of Eq.(11) by parts leads to:

$$- \int_{\Omega} \frac{\partial N_i}{\partial x} N_j u_j^* d\Omega - \int_{\Omega} \frac{\partial N_i}{\partial y} N_j v_j^* d\Omega + \int_{\Gamma} N_i (u' n_x + v' n_y) d\Gamma = - \int_{\Omega} N_i \left(\frac{\partial u^*}{\partial x} + \frac{\partial v^*}{\partial y} \right) d\Omega \quad (12)$$

The third term of left hand side of Eq. (12) can be neglected because in most problems velocities are specified in the boundaries and thus the velocity correction terms vanish there. Substituting Eq. (7) in Eq.(12) gives:

$$\int_{\Omega} \frac{\partial N_i}{\partial x} N_j D^{-1} B d\Omega p_j + \int_{\Omega} \frac{\partial N_i}{\partial y} N_j D^{-1} C d\Omega p_j = \int_{\Omega} N_i \left(\frac{\partial u^*}{\partial x} + \frac{\partial v^*}{\partial y} \right) d\Omega \quad (13)$$

which is the pressure correction equation; it can be written as:

$$(B^T D^{-1} B + C^T D^{-1} C) p_j = \delta^* \quad (14)$$

where δ^* stands for the right hand side of Eq. (13).

In this work, the approximation utilized in the one and two-dimensional schemes involved the change of Galerkin formulation into a more general weighted residual method in which the test functions were chosen in a different space of the shape functions. Hughes' [1978] method was used in the simulation studies. Hughes [1978] argues that his method allows to control the upwind degree and thus to obtain more accurate solutions, besides leading to efficient schemes.

Modeling Natural, Mixed and Forced Convection Processes at Low Reynolds Numbers. The problem of fluid flow around a horizontally placed infinite cylinder was tackled in this work. The analysis involved flows at low Reynolds numbers under forced, natural and mixed convection, altogether with simultaneous heat, mass and momentum transfer. The cylinder was assumed to be in contact with the ambient air; the air temperature and concentration (T_{∞} and C_{∞}) far from the boundary are fixed, as illustrated in Fig. 1.

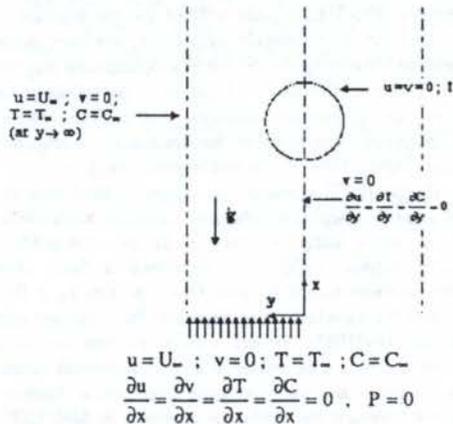


Figure 1 - Schematics of the cylinder and its boundary conditions.

The flow was assumed to be two-dimensional and incompressible, with temperature dependent properties. The mass, momentum, energy and species conservation equations for this problem are:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (15)$$

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = (\rho_w - \rho)g + \left(\frac{\partial}{\partial x} \mu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (16)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} \mu \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (17)$$

$$\rho c_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \left(\frac{\partial}{\partial x} k \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (18)$$

$$\rho \left(\frac{\partial C}{\partial t} + u \frac{\partial C}{\partial x} + v \frac{\partial C}{\partial y} \right) = \left(\frac{\partial}{\partial x} D \frac{\partial C}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} D \frac{\partial C}{\partial y} \right) \quad (19)$$

The boundary conditions were:

$$-x=0 \quad u = U_w \text{ or } u = 0 \text{ or } \frac{\partial u}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad T = T_w \quad C = C_w$$

$$-x \neq 0, y \rightarrow \infty \quad \frac{\partial u}{\partial x} = 0 \quad \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad T = T_w \quad C = C_w$$

$$-y=0 \text{ (symmetry center)} \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial C}{\partial x} = 0 \quad v = 0$$

$$\text{-on the cylinder wall} \quad u = v = 0 \quad T = T_w \quad C = C_w$$

$$-x \rightarrow \infty \quad \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial C}{\partial x} = 0 \quad P = 0$$

If $(\rho_w - \rho)g$ is neglected in the x -momentum equation, the problem reduces to pure forced convection; if $(\rho_w - \rho)g$ is considered, with $U_w \neq 0$, mixed convection is being analyzed with the effects of the natural and mixed convection adding each other for $U_w > 0$; and subtracting for the opposite; and, if $(\rho_w - \rho)g$ is considered by imposing that either $U_w = 0$, or $\partial P / \partial x = 0$, one is dealing with a natural convection problem.

RESULTS AND DISCUSSION

Numerical results for forced convection for $Re < 10$. - Figs. 2-6 show the numerical results when considering thermodynamic and transport properties to be dependent on temperature and humidity. The simulation results are compared against the results obtained experimentally by Zhukauskas [1972], Hilpert [1933] and Churchill [1977] (cited in Incropera and Witt, 1992). Their empirical expressions for Nu are valid for $Re > 1$; > 0.4 and > 0.3 , respectively. The simulation study shows that:

- FEM numerical results for Nusselt numbers approximate the experimental data, and their curves are located between Churchill's and Hilpert's results for $Re > 3$ and $T_w = 30^\circ\text{C}$ and $Re > 2.4$ and $T_w = 80^\circ\text{C}$ (Figs. 2 to 4).
- For Sherwood numbers (Figs. 5 and 6), the conclusions are the same; in this case, the coincident range is $Re > 6$ for $T_w = 30^\circ\text{C}$ and $Re > 2.4$ for $T_w = 80^\circ\text{C}$.
- Nu and Sh decrease when the fluid temperature increases and increase when the associated Reynolds numbers increase.
- The diffusion effect is not important to evaluate Nusselt numbers (Figs. 3 and 4).
- Natural convection effects become important when Re is smaller than the values cited above.

Numerical results for natural convection. The simulation data have been compared against the experimental data obtained by Morgan [1975] (cited in Incropera and Witt, 1992) and McAdams [1954] (cited in Bird, Stewart and Lightfoot, 1960). The simulated numerical results and their comparison with experimental data show that:

- As can be seen in Figs. 7 and 8, numerically evaluated Nu and Sh approximate McAdams' experimental data, within all range of investigated conditions, and Morgan's data, for $GrPr < 10^4$.

- Nu and Sh increase as the ambient temperature increases.
- If the diffusion effect is neglected, errors reach 12%. It's worth to note that the numerical results for humid air have been closer to the experimental data.

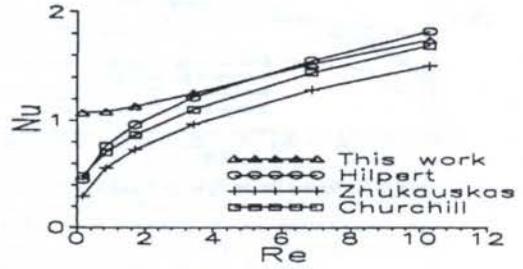


Figure 2. Nu versus Re for $T_w = 25^\circ\text{C}$ and $T_\infty = 30^\circ\text{C}$

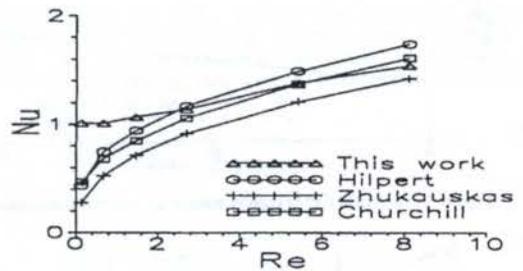


Figure 3. Nu versus Re for $T_w = 25^\circ\text{C}$ and $T_\infty = 80^\circ\text{C}$

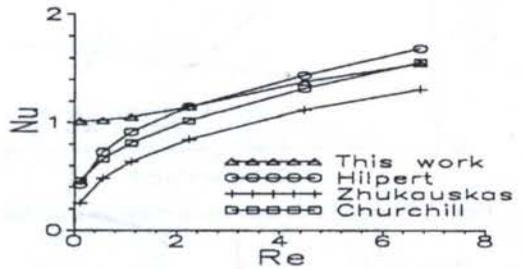


Figure 4. Nu versus Re for $T_w = 25^\circ\text{C}$ and $T_\infty = 30^\circ\text{C}$ (without diffusion)

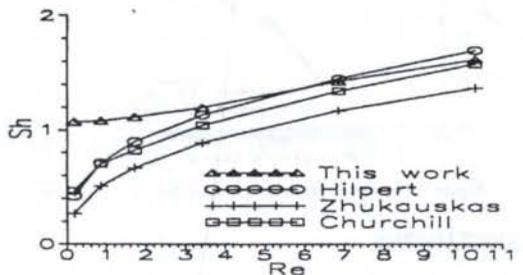


Figure 5. Sh versus Re for $T_w = 25^\circ\text{C}$ and $T_\infty = 30^\circ\text{C}$.

Numerical results for mixed convection with additive effects of natural and forced convection. Mixed convection processes with additive effects of natural and forced convection were simulated and, the results are compared against Churchill's data [1977] (Figs. 9-10). The conclusions are analogous as the ones for simple natural convection.

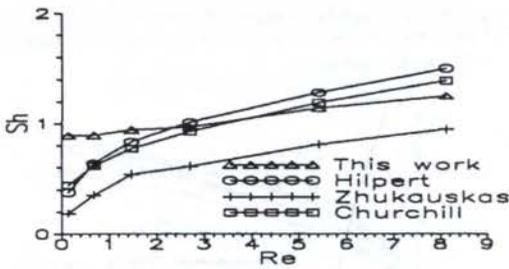


Figure 6. Sh versus Re for $T_w = 25^\circ\text{C}$ and $T_\infty = 80^\circ\text{C}$

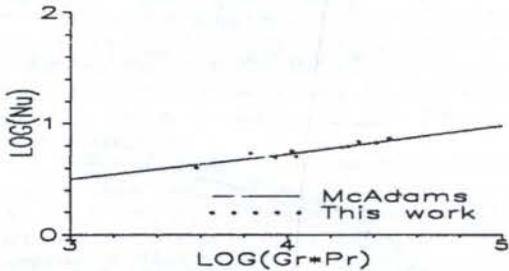


Figure 7. Nu versus $Gr \cdot Pr$ under natural convection conditions.

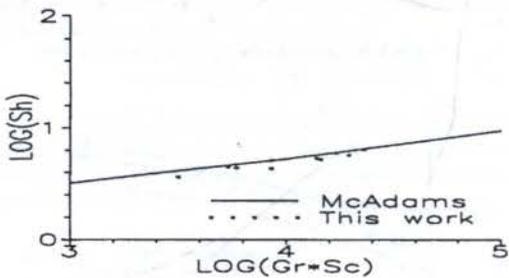


Figure 8. Sh versus $Gr \cdot Sc$ under natural convection conditions.

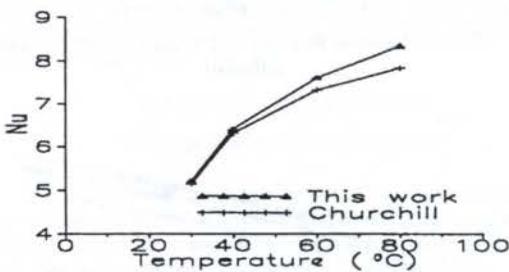


Figure 9. Nu versus grain temperature for mixed convection.

CONCLUSIONS

This work presents a modified version of Shaw's [1991] and Hughes' [1978] schemes. Solutions based on the methodology are presented for flow around a horizontal infinite cylinder. It was assumed that the ambient and wall temperature are constant in the ranges: $25 < T_\infty < 60^\circ\text{C}$ and $30 < T_w < 80^\circ\text{C}$, that the cylinder surface is saturated and that the ambient air absolute humidity is 0.01 (g vapor/g dry air).

The simulation data were compared against empirical data and the conclusions are:

- Shaw/Hughes model can be applied to the studied conditions of $Re < 10$.
- The effect of the mass transfer on the thermal and hydrodynamic profiles is not important at the investigated conditions.
- The effect of temperature dependent properties is not important at the investigated conditions.

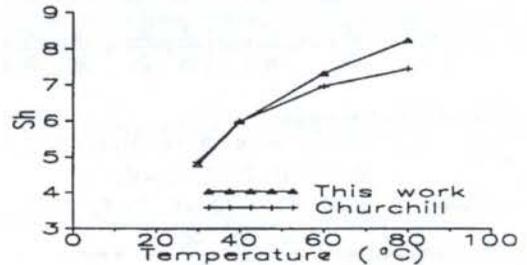


Figure 10. Sh versus grain temperature for mixed convection

Acknowledgments The authors acknowledge the financial support granted by CNPq and FAPEMIG.

REFERENCES

- Bird, B. R., Stewart, W.E., and Lightfoot, E.N., "Transport Phenomena". John Wiley & Sons, Inc., New York, 1960.
- Brooker, D.B., Bakker-Arkema, F.W., and Hall, C.W., "Drying Cereal Grain". The Avi Publishing Company, Westport, 1974.
- Brooks, A.N. and Hughes, T. J.R., "Streamline Upwind/Petrov-Galerkin formulations for convection dominated flows with particular emphasis on the incompressible Navier-Stokes equations". Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 32: 199-259, 1982.
- Churchill, S. W., "A comprehensive correlating equation for laminar, assisting, forced and free convection". AIChE Journal, 23 (1): 10-16, 1977.
- Fortes, M. and Okos, M. R., "A non-equilibrium thermodynamics approach to transport phenomena in capillary porous media". Trans. ASAE, 24 (3): 756-760, 1981.
- Hughes, Thomas J.R., "A simple scheme for developing upwind finite elements". Int. J. Num. Meth. in Fluids, 12: 1359-1365, 1978.
- Incropera, F.P. and Witt, D. P., "Fundamentos da Transferência de Calor e Massa". Guanabara Koogan, RJ, 1992.
- Luikov, A.V., "Application of irreversible thermodynamics methods to investigation of heat and mass transfer". Int. Journal Heat Mass Transfers, 9: 139-152, 1966.
- Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flows". McGraw-Hill, New York, 1980.
- Phillip, J.R. and DeVries, D. A., "Moisture movement in porous material under temperature gradients". Trans. American Geophysical Union, 38 (2): 222-231, 1957.
- Schinipke, R. J. and Rice, J. G., "Examination of a new finite element method applied to convection heat transfer". Finite Element in Analysis and Design, 1: 227-239, 1985.
- Shaw, C.T., "Using a segregated finite element scheme to solve the incompressible Navier-Stokes equations". Int. J. Num. Meth. in Fluids, 12: 81-92, 1991.
- Taylor, C. and Hughes, T. G., "Finite Element Programming of the Navier-Stokes Equations", Pineridge Press Ltd., Swansea, 1981.
- Zienkiewicz, O.C. and Taylor, L., "The Finite Element Method", vol. 1, McGraw Hill, New York, 1989.

INFLUENCE OF SYMMETRIC T-TYPE PARTITIONS ON THE REDUCTION OF NATURAL CONVECTIVE HEAT TRANSFER ACROSS A SQUARE CAVITY

Juan Bello, Ulises Lacoa - Depto. de Termodinámica
 Universidad Simón Bolívar, Caracas 1080-A, VENEZUELA
 Antonio Campo - Nuclear Engineering Dept.
 Idaho State University, Pocatello, ID 83209, USA

ABSTRACT

The central goal of this numerical investigation is to explore the rates of heat transfer suppression of a square cavity with symmetric T-type baffles attached at the adiabatic, horizontal walls. The composite baffle consists of a standard primary baffle with a secondary baffle attached at its tip forming a 90° angle. The buoyancy-affected conservation equations are solved for air with the finite volume method. Overall results, interpreted in terms of the Nusselt numbers, experienced reductions of up to 70%.

INTRODUCTION

For single-component fluids, like air, the effect of baffles or partitions protruding from the passive end walls of enclosures on heat transfer rates has been investigated numerically and/or experimentally by a multitude of researchers. These enclosures are encountered in building spaces, electronic devices, solar collectors, etc. In general, the consensus among researchers is that a significant reduction in heat transfer rates can be achieved by adding baffles or partitions for moderate values of the controlling cavity Rayleigh number. In this regard, calculations and/or measurements are normally made for different Rayleigh numbers and several baffle heights. Generally speaking, results show that the presence of baffles is relatively unimportant unless the partitions cover more than half of the total height of the cavity. Overall heat transfer respond marginally to a change in baffle conductivity, except when the gap is very small. A brief review of the most relevant publications has been delineated in the references by Bajorek and Lloyd (1982), Lin and Bejan (1983), Karayiannis et al. (1992) and Liman et al. (1993).

With the experience gained from the published papers, the central goal of this numerical investigation is to explore the consequences of a standard primary baffle having a secondary baffle attached at its tip forming a 90° angle. The vertical walls of the cavity will be differentially heated whereas the horizontal walls remained insulated. This combined configuration retards the natural convective currents resulting in a significant attenuation of the heat transfer rates. A review of the archival literature convincingly demonstrates that this configuration has not been studied so far and of course are not understood.

PROBLEM DESCRIPTION

The physical model consists of air confined to a square cavity having the vertical walls differentially heated and the horizontal walls adiabatic. The primary baffle has a secondary perpendicular baffle attached to its tip. The problem formulation will be

considered as 2-D, steady and laminar and the associated coordinate system is depicted in Fig. 1. The equations of mass, momentum and energy conservation are expressed as follows

$$\frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} = 0 \tag{1}$$

$$\frac{\partial \rho u u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \tag{2}$$

$$\frac{\partial \rho u v}{\partial x} + \frac{\partial \rho v v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \rho g \tag{3}$$

$$\frac{\partial \rho u T}{\partial x} + \frac{\partial \rho v T}{\partial y} = \frac{k}{c_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \tag{4}$$

where the participating variables are clearly identified. With regards to the physical properties, they are assumed constant, except the density which follows the Boussinesq approximation.

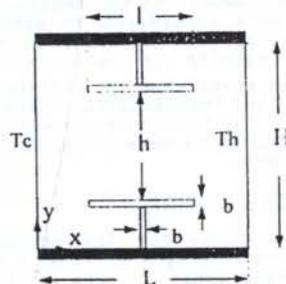


Fig. 1 Geometry and coordinate system

In the mathematical modeling, the hydrodynamic and thermal boundary conditions are given by

$$u = v = 0 \quad \text{on all bounding walls} \quad (5a)$$

$$T = T_c \quad \text{at the left wall} \quad (5b)$$

$$T = T_h \quad \text{at the right wall} \quad (5c)$$

$$\frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad \text{at the horizontal walls} \quad (5d)$$

NUMERICAL COMPUTATION

Since the heating occurs in a highly asymmetric manner, the computational domain cannot be simplified, and inevitably has to coincide with the physical domain, i.e. the entire cavity.

Using H , v/v and $(T_h - T_c)$ as reference quantities for length, velocity and temperature respectively, permits to rewrite the variables and parameters in dimensionless form as follows

$$X = \frac{x}{H}, \quad Y = \frac{y}{H}, \quad U = \frac{uH}{v}, \quad V = \frac{vH}{v} \quad (6)$$

$$P = \frac{(\rho + \rho_0 g y) H^2}{\rho_0 v^2}, \quad \theta = \frac{T - T_c}{T_h - T_c}$$

$$Pr = \frac{v}{\alpha}, \quad Ra = \frac{g \beta H^3 (T_h - T_c)}{\alpha v}$$

The transformed conservation equations were solved by the control-volume procedure. The SIMPLER algorithm (Patankar, 1980) was utilized to handle the pressure-velocity coupling and the block correction procedure was used to enhance the convergence. The fluid viscosity was set equal to a very large value in the region occupied by the solid. To correctly handle large discontinuities of the interface diffusion coefficients the harmonic mean formulation was adopted.

Relevant tests pertaining to the limiting situation of an empty cavity filled with air ($Pr = 0,71$) are inevitable, where the parameter controlling the cavity problem is the Rayleigh number. At the beginning, uniform intervals were considered to establish grid independent results starting with a coarse grid. The results of various meshes were compared and revealed minor differences in the streamlines and temperatures. Therefore, it is decided that the 50×50 mesh is sufficient fine and the predictions were found to be accurate and consistent.

PRESENTATION OF RESULTS

Contour plots for the streamlines and isotherms are displayed in Figs. 2 and 3 for a fixed relative length of the primary baffle, $h/H = 0,4894$, and a high value of the Rayleigh number, $Ra = 10^6$. The relative length of the secondary baffles, l/L ranges from 0,0638 up

to 0,8723 inclusive. Although the strength of the buoyancy forces remains unaltered, the convective currents are retarded as l/L increases gradually. These patterns tend to distort the temperature field leading to an attenuation of the heat transfer rates across the cavity.

For heat transfer calculations, the Nusselt number is defined by

$$Nu = \int_0^1 \left(u\theta - \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) dy \quad (7)$$

Fig. 4 illustrates the variation of the Nusselt number with l/L for fixed values of h/H being parameterized by Ra . Three values of h/H are selected, namely: 0,2766, 0,4894 and 0,8723 whereas Ra assumed values of 10^4 , 10^5 , and 10^6 . In this sequence of figures the global behavior may be explained as follows: for a fixed Ra , Nu decreases as h/H decreases and l/L increases. Some representative numbers may be extracted from the first and third figure leading to the conclusion that for $Ra = 10^6$, Nu experienced a reduction of 70% for $h/H = 0,2766$ and $l/L = 0,8723$. Meanwhile, for the same Ra , Nu decreases by 10% only for $h/H = 0,8723$ and $l/L = 0,8723$. For a low value of $Ra = 10^4$, Nu is insensible to changes in both h/H and l/L .

For convenience, the same data utilized in Fig. 4 has been replotted in Fig. 5 and further discussion of the physical trends seems to be unnecessary.

REFERENCES

- Karayiannis, T. G., Ciofalo, M. and Barbaro, G., "On Natural Convection in a Single and Two Zone Rectangular Enclosure", Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, pp. 1645-1657, 1993.
- Liman, K., Beeghein, C. and Allard, F., "Convection naturelle dans Une Cellule Partitionnee", Revue Generale de Thermique, No. 377, 1993.
- Lin, N. N. and Bejan, A., "Natural Convection in a Partially Divided Enclosure", Int. Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 26, pp. 1867-1877, 1983.
- Majorek, S. M. and Lloyd, J. R., "Experimental Investigation of Natural Convection in Partitioned Enclosures", ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 104, pp. 527-532, 1982.
- Patankar, S. V., "Numerical Heat and Fluid Flow", McGraw-Hill, New York, 1980.

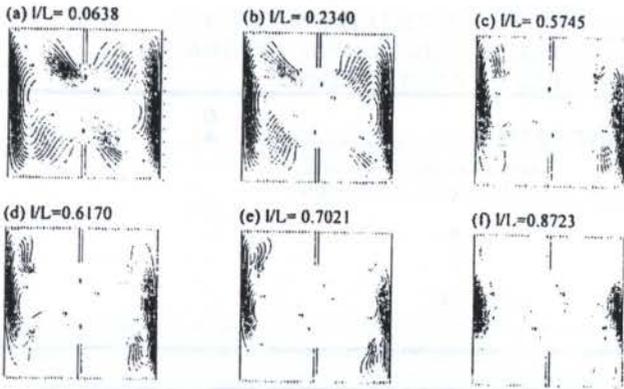


Fig. 2 Effect of l/L on the streamlines

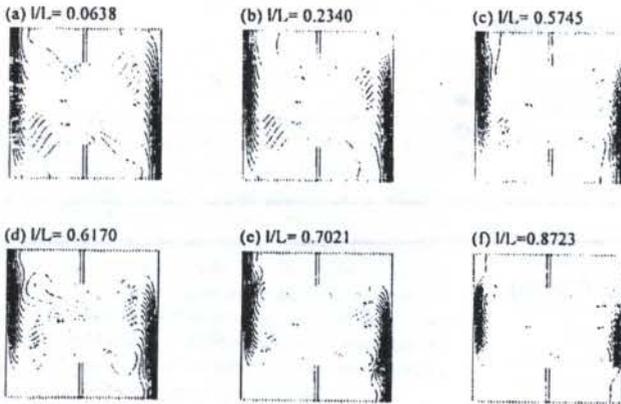


Fig. 3 Effect of l/L on the isotherms

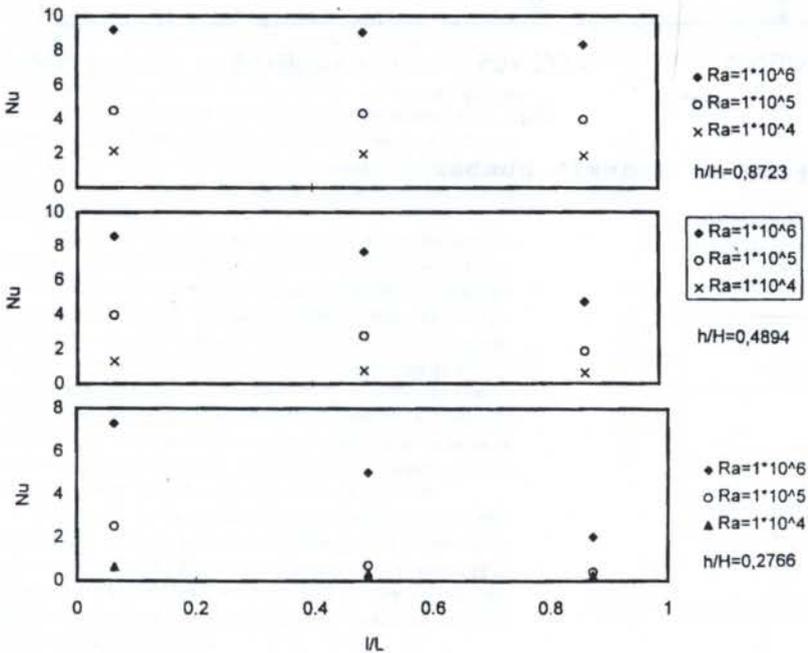


Fig. 4 Variation of Nusselt number

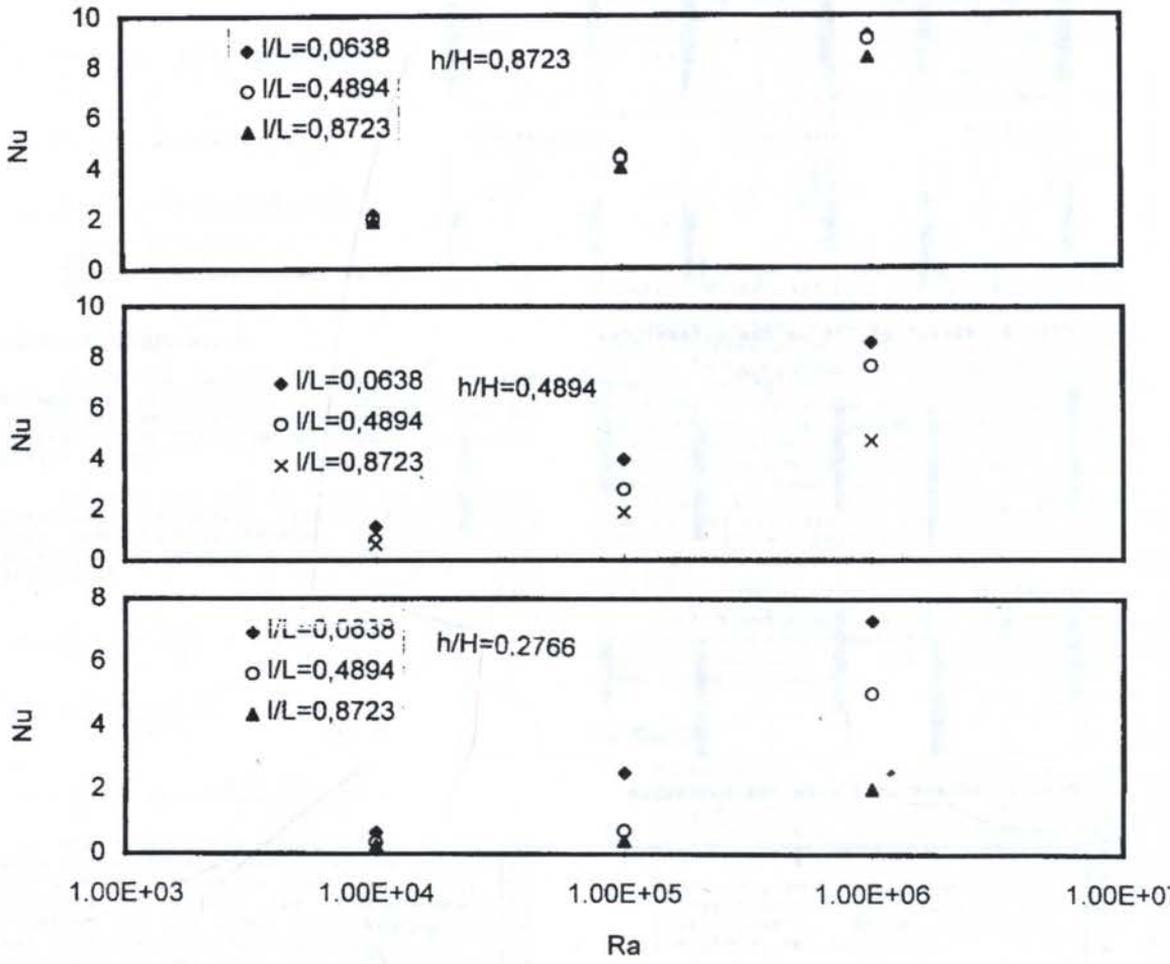


Fig. 5 Variation of Nusselt number

INTERCAMBIO TÉRMICO EN UN FLUJO LAMINAR DESARROLLADO ENTRE PLACAS CON GRADIENTES DE TEMPERATURA EN LAS PAREDES

Manuel Sánchez; Daniel Rebollo
Instituto de Mecánica Aplicada
Universidad Nacional de San Juan - Argentina

RESUMEN

En este trabajo se presenta una investigación realizada para estudiar el intercambio térmico entre dos placas con gradientes de temperaturas y un fluido que circula entre ellas. Se ha trabajado con métodos numéricos, variando los gradientes y evaluando la influencia de los mismos en el calor intercambiado y en el número de Nusselt.

INTRODUCCIÓN

Existen en la práctica numerosos ejemplos en los cuales el calor se transfiere por convección de un fluido a una pared o viceversa, y además el calor viaja luego a lo largo de la pared en la dirección del fluido (en igual sentido, o en sentido contrario) produciendo gradientes de temperatura en la misma. Hacen ya algunas décadas que este problema ha sido estudiado en forma analítica con el uso de ciertas hipótesis simplificadoras, y haciendo uso además de algunas técnicas experimentales. Los resultados obtenidos no resultan satisfactorios dado que es muy difícil medir perfiles de temperatura en una capa límite fluida aún con los métodos más desarrollados disponibles hoy en día (v.gr. Termografía Laser).

Es por esta razón que hemos decidido encarar el estudio de una corriente laminar entre dos placas con gradientes de temperatura a lo largo de las mismas y observar el comportamiento del perfil de temperaturas en el fluido, ya que en algunos casos de flujos fuertemente tridimensionales hemos encontrado fortuitamente una inversión del sentido del flujo de calor en situaciones donde la temperatura de la pared posea gradientes de temperatura que eran poco dependientes de la temperatura del fluido. Este tipo de situaciones se puede presentar en superficies extendidas, y su estudio puede llevar a obtener nuevos criterios de diseño de las mismas (Dong Youchang 1988).

En el diseño de intercambiadores de calor compactos se usan las superficies extendidas para reducir la resistencia contra el flujo de calor en el lado del aire (aletando la superficie de intercambio del lado del aire). Considerando que la resistencia es inversamente proporcional a la superficie de transferencia y al coeficiente de película, el incremento en el área de transferencia producida por la superficie extendida es uno de los dos posibles caminos para reducir la resistencia. Pero este aumento tiene un límite impuesto por la eficiencia de la aleta, la cual disminuye a partir de un tamaño determinado, para la cual se invierte el flujo de calor (Sanchez et al 1989).

El objetivo fundamental es la investigación de los fenómenos físicos de flujo laminar de fluidos y transmisión de calor convectivo en un canal con gradientes de temperaturas en sus paredes. La investigación comprende contemplar variadas condiciones térmicas y se lleva a cabo por medio de la aplicación de métodos numéricos.

Para simular el proceso se supuso una placa con temperatura constante hasta la mitad del canal, y a partir de este

punto gradientes positivos y negativos en dirección de la corriente y se estudio el intercambio térmico bajo estas condiciones por medio del análisis de los valores obtenidos en el calor intercambiado y en el número de Nusselt.

FORMULACION DEL PROBLEMA

GEOMETRÍA. El dominio a estudiar consiste en un canal rectangular limitado por placas sólidas tal como se representan en la figura 1. Siendo L la longitud del canal, H la separación entre placas.

En general se considerará un plano de simetría para $y = H/2$ a los efectos de reducir el volumen de calculo. Las proporciones geométricas se mantendrán constantes para las distintas simulaciones variándose la temperatura mínima en la placa a la salida del canal.

MODELO MATEMÁTICO. Es conveniente aquí trabajar en forma adimensional, por lo tanto se definirá un conjunto de variables adimensionales a saber

$$l^* = \frac{L}{H} \quad x^* = \frac{x}{H} \quad y^* = \frac{y}{H} \quad u^* = \frac{u}{V_\infty}$$

$$v^* = \frac{v}{V_\infty} \quad p^* = \frac{p}{\rho V_\infty^2} \quad T^* = \frac{T}{T_\infty} \quad t^* = \frac{t V_\infty}{H}$$

donde

V_∞ = velocidad media a la entrada
 T_∞ = temperatura media a la entrada

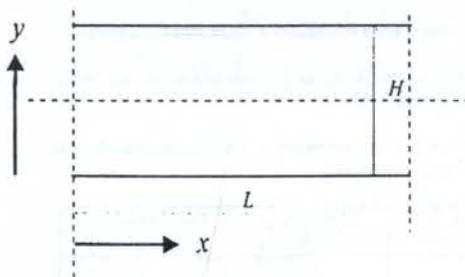


Figura 1: Representación gráfica del canal y de las placas

Las ecuaciones que gobiernan este fenómeno en forma adimensional con las variables antes definidas a las que de aquí en adelante se les suprimirá el asterisco son la ecuación de la continuidad

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

las ecuaciones del momento

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{2}{Re} \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)$$

$$u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{2}{Re} \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

y la ecuación de la energía

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{2}{RePr} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

donde:

$$Re = \frac{V_{\infty} 2H}{\nu}$$

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda}$$

ν = viscosidad dinámica del fluido
 c_p = calor específico a presión constante del fluido
 μ = viscosidad cinemática del fluido
 λ = conductividad térmica del fluido

En estas ecuaciones se han despreciado las fuerzas gravitacionales.

CONDICIONES DE BORDE. Las condiciones de borde son:

a la entrada

$$u = 1 \quad v = 0.0 \quad T = 1$$

a la salida

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = 0.0$$

en la primera mitad de la pared sólida

$$u = 0.0 \quad v = 0.0 \quad T = 5$$

en la segunda mitad de la pared solida

$$u = 0.0 \quad v = 0.0 \quad T = 5 - \frac{1 - T_f}{L} \left(x - \frac{L}{2} \right) \quad (4)$$

donde:

T_f = temperatura adimensional de la pared a la salida.

Para distintos valores de T_f se generan seis casos que están representados en la Tabla 1

Tabla 1: Gradientes de temperatura y temperatura final de la placa para los distintos casos

Caso	Gradiente de temperatura	Temperatura final de la placa T_f
a	0.2	7
b	0.1	6
c	0.0	5
d	-0.1	4
e	-0.2	3
f	-0.3	2

en el plano de simetría

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial T}{\partial y} = 0.0 \quad ; \quad v = 0.0$$

MÉTODO DE SOLUCIÓN. Para resolver este problema se ha usado un modelo de diferencias finitas en coordenadas cartesianas.

Se ha usado un modelo no estacionario en el que la solución final se obtiene con un avance explícito en el tiempo convergiendo a la solución de estado estacionario que satisface las ecuaciones (1), (2) y (3). El esquema de discretización utiliza la técnica de mezclar un esquema upwind y un esquema central por partes iguales (Hirt et al., 1975).

La solución de la ecuación de Poisson de la presión se realizó con un método iterativo con sobrerelajación (Güntermann, 1987).

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

TRANSMISIÓN DE CALOR. Para evaluar el calor transferido a partir del campo de temperaturas se definirá un flujo de calor adimensional

$$q = \frac{\partial T}{\partial n} \quad (5)$$

donde:

n = dirección normal a la superficie de la pared en el sentido del flujo de calor

Siendo el número de Nusselt

$$Nu = \alpha \frac{2H}{\lambda} \quad (6)$$

donde

α = coeficiente de película

se puede demostrar que

$$Nu = \frac{q}{(T_w - T_b)} \quad (7)$$

donde

T_w = temperatura de pared adimensional
 T_b = temperatura de bulk adimensional

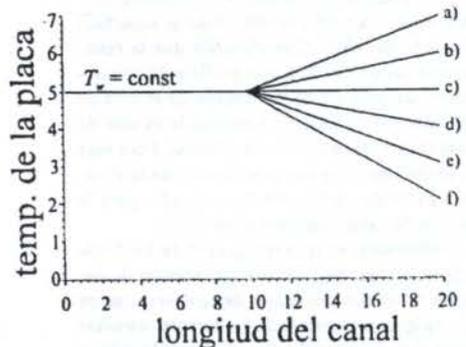


Figura 2: Temperatura de la placa en función de la longitud del canal para los distintos casos

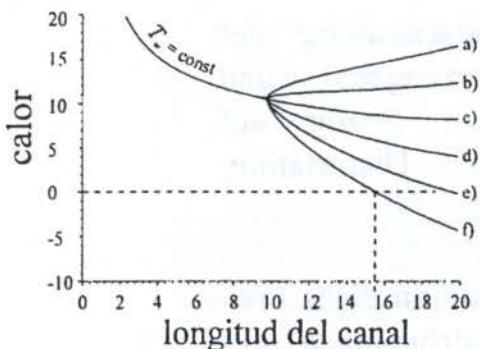


Figura 3: Calor intercambiado en función de la longitud del canal y del gradiente de temperatura en la pared

La ecuación (7) muestra una manera de calcular el número de Nusselt local a partir del cual se podría calcular el valor local del coeficiente de película α .

La figura 2 muestra la distribución de temperatura en la placa, donde se pueden observar los distintos gradientes con sus temperaturas mínimas y máximas. El primer tramo constante se simula a los efectos de lograr una capa límite de temperaturas desarrollada.

La figura 3 muestra el calor transferido a través de la longitud del canal donde se puede observar la influencia del gradiente de temperaturas, en donde para el caso de $T'_w = 2$ se observa un flujo de calor negativo a partir de la coordenada $x = 15.5$.

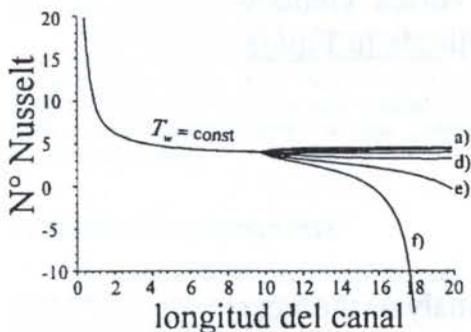


Figura 4: Número de Nusselt en función de la longitud del canal para los distintos casos

En la figura 4 se muestra una representación del número de Nusselt, donde se observa que para el caso de $T'_w = 2$ el número de Nusselt toma valores negativos tendiendo hacia menos infinito en la coordenada $x = 18.4$. También se observa una baja sensibilidad del número de Nusselt para los gradientes positivos comparada con los del calor intercambiado.

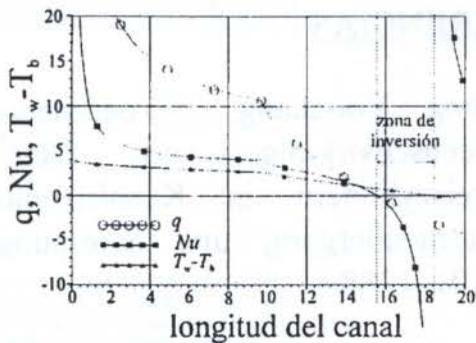


Figura 5: Distribución del calor, número de Nusselt y diferencia entre la temperatura de la pared y de bulk en función de la longitud del canal para el caso (f)

Observando la figura 5 se pueden obtener las causas de esta anomalía en el comportamiento del número de Nusselt. Allí se muestra q , Nu y $T_w - T_b$ en la longitud del canal para el caso (f).

Observando la ecuación (7) se ve que cuando el calor tiende a cero el número de Nusselt también lo hace, anulándose ambos como ya se dijo para $x = 15.5$. Entre los puntos $x = 15.5$ y $x = 18.4$, el calor toma valores negativos, siendo en esa zona todavía $T_w - T_b$ mayor que cero. Aquí el perfil de temperaturas en la corriente presenta un máximo en el interior del canal y por lo tanto se ha invertido el flujo de calor junto a la pared, mientras que en el interior del canal el flujo de calor mantiene su dirección original. El número de Nusselt se hace negativo presentando un punto singular en $x = 18.4$ donde $T_w - T_b$ se anula.

A partir del punto $x = 18.4$ la diferencia $T_w - T_b$ toma valores negativos, y por lo tanto el número de Nusselt vuelve a tomar valores positivos, previniéndose que más adelante vuelva a normalizarse (el cálculo concluyó para $x = 20$). A la zona comprendida entre $x = 15.5$ (lugar donde se anula el calor) y el punto $x = 18.4$ (lugar donde se anula $T_w - T_b$) la hemos llamado zona de inversión. Allí se invierte la dirección del flujo de calor a pesar de estar el fluido "más caliente" que la pared, es decir a pesar de ser $T_w - T_b$ mayor que cero.

Con este comportamiento del número de Nusselt se puede comprobar que este no es un buen indicativo para estudiar el intercambio térmico entre un fluido y una placa con gradientes de temperatura, mientras que el valor del calor se ha mantenido perfectamente determinado y con consistencia física en todo el canal.

CONCLUSIONES

Se ha simulado numéricamente un canal formado entre dos placas que poseen gradientes de temperaturas, entre las cuales circula un fluido en flujo laminar.

Se advierte que el número de Nusselt no es, en este caso un buen indicador para el estudio de la transferencia de calor debido a los valores anómalos que toma.

Estudios mas amplios serán llevados a cabo como continuación del presente trabajo, a fin de estudiar mas exhaustivamente este fenómeno.

REFERENCIAS

- Dong Youchang, "Experimentelle Untersuchung der Wechselwirkung von Längswirbelerzeugern und Kreiszyllindern in Kanalströmungen in Bezug auf Wärmeübergang und Strömungsverlust", Dissertation, RUB, 1988.
- Güntermann T. "Struktur und Dokumentation eines Program-Systems für Inkompressible Innenströmungen, mit und ohne Wärmeübergang", Lehrstuhl für Wärme und Stoffübertragung, Insatitut für Thermo Fluiddynamik, Ruhr Universität Bochum Bochum, República Federal de Alemania, 1987
- Hirt C. W., Nichols B. D. y Romero N. C. "SOLA, a Numerical Solution Algorithm for Transient Fluid Flow", Report LA, Los Alamos Scientific Laboratory, New Mexico, 1975
- Sanchez M. A., Mitra N. K., Fiebig M., "Numerical Investigation of Three Dimensional Laminar Flows in a Channel With a Built-in Cylinder and Wing-Type vortex Generators", 8th GAMM-Conf. on Numerical Methods in Fluids, Holanda, 1989

ABSTRACT

This paper presents a research work done to analyze the heat exchange between parallel plates with temperature gradients along and a fluid circulating between them. Numerical methods such as finite differences are used. The temperature gradients in the plate have been varied between positive and negative values and the behaviour of the heat transferred and the Nusselt number have been investigated.

MODELO COMPUTACIONAL PARA A SIMULAÇÃO DAS OPERAÇÕES DE CIMENTAÇÃO DE POÇOS DE PETRÓLEO FRENTE A FORMAÇÕES SALINAS

André L. Martins, Fernando J. P. N. Santos e Cristiane R. Miranda
PETROBRAS/CENPES

Ilha do Fundão, Q. 7 - Cid. Universitária - Rio de Janeiro - RJ - CEP 21949-900

RESUMO

Com o objetivo de quantificar os fenômenos de transferência de massa que ocorrem nesta operação crítica da engenharia de perfuração de poços, foi proposta uma formulação matemática baseada na solução da equação da difusão-convecção para um fluido escoando em um duto de seção anular de parede externa solúvel. O programa desenvolvido permite prever as novas propriedades do sistema, decorrentes da incorporação de sal da formação. Os resultados obtidos a partir desta formulação foram validados através de comparação com dados experimentais obtidos em simulador físico de grande porte.

INTRODUÇÃO

Dentre as etapas da perfuração de poços de petróleo, merecem destaque as atividades de cimentação de tubos de revestimento ao final de cada fase do poço. Assim, à medida em que avança a perfuração, ao se atingir profundidades pré-estabelecidas no projeto, são descidos e cimentados tubos de revestimento para, dentre outras funções, garantir a integridade das paredes do poço e evitar desmoronamentos.

Uma vez posicionados os tubos de revestimento no interior do poço, estes devem ser cimentados adequadamente, de modo a garantir sua sustentação e isolar diferentes formações produtoras ao longo do poço. A cimentação no entanto é uma etapa complexa onde estão envolvidas interações com os fluidos e sólidos presentes no poço além do posicionamento da pasta de cimento de forma homogênea na região anular poço - coluna de revestimento.

A presença de formações salinas é, ainda hoje, um desafio para as equipes de perfuração e cimentação de poços de petróleo. No caso da cimentação, a transferência de sal da formação para a pasta de cimento poderá causar transformações irreversíveis nas propriedades físicas da pasta. Este fato irá gerar problemas sérios para o poço, podendo culminar com sua perda total.

As principais formações salinas das bacias petrolíferas brasileiras são constituídas dos sais de halita (NaCl), carnalita ($KMgCl_3 \cdot 6H_2O$), silvinita (KCl), taquidrita ($2MgCl_2 \cdot 12H_2O$) e anidrita ($CaSO_4$). Tais formações estão presentes em diversas áreas de exploração de petróleo no país, podendo atingir espessuras de até 400m.

FENÔMENOS DE TRANSPORTE

O transporte de sal para a pasta ocorrerá, durante o deslocamento em regime laminar, através de quatro mecanismos distintos, conforme ilustra a figura 1.

- difusão: existem dois fluxos difusivos distintos envolvidos no fenômeno: o primeiro (J1) é radial(r) e decorre da diferença de concentração entre a parede do poço (saturada em sal) e o revestimento. O segundo (J2) é axial(z) e de direção contrária ao escoamento. Este decorre da diferença de concentração entre um trecho qualquer do poço onde está colocada uma pasta que já atravessou uma parte da zona de sal e um trecho anterior onde a pasta terá absorvido menos sal. Tal fenômeno é desprezível frente ao fluxo advectivo (o número de Peclet característico é 10^5);

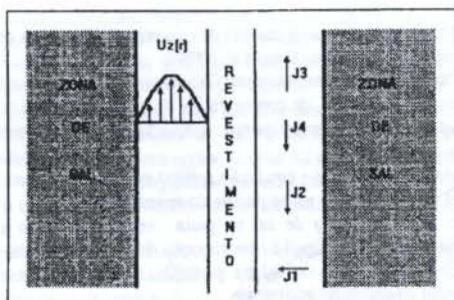


Figura 1. Fluxos de massa envolvidos no escoamento laminar.

- advecção forçada: fluxo axial (J3) decorrente do deslocamento da pasta ao longo da zona salina, e função do campo de velocidades $U_z(r)$;

- advecção livre: fenômeno de transporte decorrente da existência de diferenças de massa específica do fluido em vários pontos devido a um perfil de temperatura e de concentração no poço. Este fluxo (J4) será desconsiderado neste trabalho, pois a densidade das pastas de cimento é relativamente pouco sensível a tais variações. Contudo a questão deve ser posteriormente estudada já que em determinados casos o quociente do número de Grashoff pelo quadrado do número de Reynolds pode estar próximo da unidade.

Para o deslocamento da pasta em regime turbulento, os fenômenos de transporte advectivos são multidirecionais devido à existência de tensões caóticas no poço. Assim, estes fluxos podem ser decompostos em uma componente axial (J5), análogamente ao regime laminar e em uma componente radial (J6), conhecida como fluxo difusivo turbulento. A figura 2, ilustra o problema.

MODELAGEM MATEMÁTICA

Com o objetivo de elaborar um simulador computacional para previsão da incorporação de sal à pasta e de descrever o escoamento axial anular de um fluido Newtoniano onde uma das paredes é solúvel, foi proposto o modelo matemático descrito a

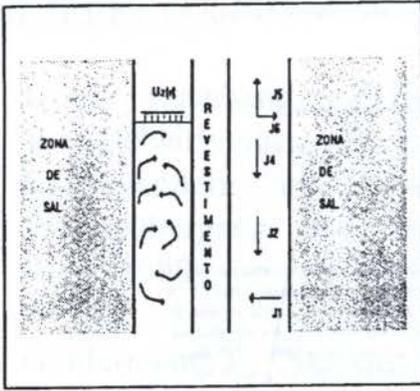


Figura 2. Fluxos de massa (J) envolvidos no escoamento turbulento.

seguir. Este modelo baseia-se nas leis de conservação da massa de sal no sistema, descritas por Bird et al. (1982).

Para análise do deslocamento (laminar ou turbulento) de uma pasta de cimento de concentração inicial X_0 ao longo da seção anular zona de sal-revestimento, serão adotadas as seguintes hipóteses:

- a) são desprezadas a condução axial (z) e a convecção livre;
- b) não há fluxo de sal na parede do revestimento;
- c) a concentração de sal na pasta em contato com a formação é fixa e igual à concentração de saturação (X_{sat});
- d) a difusividade do sal na pasta (D_{AB}) será estimada a partir de dados de laboratório;
- e) para o regime laminar será utilizado o perfil de velocidades de um fluido Newtoniano em um duto anular;
- f) para o regime turbulento, será utilizada a composição de dois perfis de velocidades para o escoamento de fluidos Newtonianos em dutos circulares, acoplados no ponto de velocidade máxima. Tratam-se de expressões semi-empíricas, conhecidas como "Lei da Potência" da turbulência, descritas pelas equações abaixo.

Para $R_i < r < \lambda R_e$:

$$u_z(r) = u_{max} \left(1 - \frac{r - \lambda R_e}{R_i - \lambda R_e}\right)^{1/7} \quad (1)$$

Onde:

- u - velocidade
- u_{max} - velocidade máxima
- R_i - raio externo do revestimento
- R_e - raio do poço

Para $\lambda R_e < r < R_e$:

$$u_z(r) = u_{max} \left(1 - \frac{r - \lambda R_e}{R_e(1 - \lambda)}\right)^{1/7} \quad (2)$$

Onde:

$$\lambda = \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{R_i}{R_e}\right)^2}{2 \ln\left(\frac{R_e}{R_i}\right)}} \quad (3)$$

A definição do coeficiente de difusão laminar foi feita através de experimentos realizados em simulador físico de grande porte, descrito por Silva (1987). Para estes estudos, a parede interna do anular foi substituída por cilindros de formações reais de halita. Cada teste consistia na circulação de pastas de cimento através do anular solúvel para diversas vazões de bombeio, concentrações iniciais de sal na pasta e tempos de contato (t) pasta-formação salina. Durante os testes foram realizadas medidas de propriedades físicas da pasta, concentração de sal (x) e consumo (mássico) da formação salina, conforme apresentado por Santos et al. (1992). O valor de $2,226 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$ para o coeficiente de difusão faz com que o modelo matemático indique consumos de sal próximos aos do experimento e é utilizado neste trabalho.

Já para o regime turbulento, considerou-se o conceito de "difusão turbulenta" onde o coeficiente é proporcional a velocidade axial, segundo a expressão de Taylor (1954) e procura representar os fenômenos descritos na figura 2:

$$D_{AB}^{TURB} = 0,026 \cdot u_z(r) \cdot (R_e - R_i) \quad (4)$$

A figura 3 ilustra esquematicamente a situação que ocorre no poço durante a cimentação.

Daf, pode-se estabelecer as seguintes condições de contorno:

C.C.1- $x(r, 0, t) = x_0 \quad (5)$

C.C.2- $x(R_e, z, t) = x_{sat} \quad (6)$

C.C.3- $\left. \frac{\partial x}{\partial r} \right|_{r=R_i} = 0 \quad (7)$

Condição inicial:

$$x(r, z, 0) = 0 \quad (8)$$

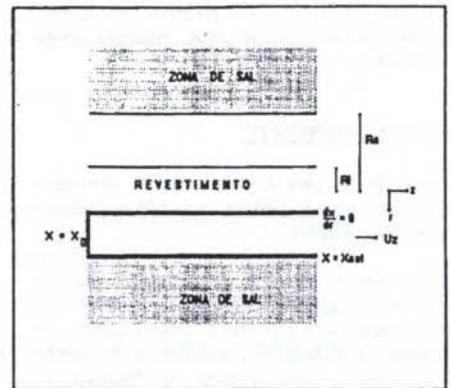


Figura 3. Esquema Poço Revestimento para Modelagem Matemática.

Pode-se então escrever a equação de transferência de massa de sal para o fluido sob a forma da conhecida equação da difusão convecção:

$$\frac{\partial x}{\partial t} + u \nabla x = -\nabla \cdot (D_{AB} \nabla x) \quad (9)$$

Trata-se de um problema transiente (já que pretende-se estudar o deslocamento da pasta de cimento até sua posição final no poço e prevê-se o alargamento das paredes do poço com o tempo devido à dissolução de sal.) onde a concentração de sal varia bidimensionalmente. A mesma equação pode ser escrita na forma integral e com as simplificações cabíveis como:

$$\iint_{V_c} \frac{\partial x}{\partial t} \cdot dv = \iint_A \left[u_x x - D_{AB} \frac{\partial x}{\partial r} \right] da \quad (10)$$

Onde:

- V_c - volume de controle
- a - superfície do volume de controle

PROGRAMA COMPUTACIONAL

A partir desta formulação, foi elaborado um programa de computador capaz de resolver numericamente a equação (9). O método utilizado é o proposto por Patankar (1980) e já consagrado para resolver equações do tipo apresentado. Foi utilizada malha retangular. O programa foi desenvolvido em Linguagem Pascal, compatível com micro-computadores IBM-PC.

As variáveis requeridas pelo programa são:

- . Viscosidade do fluido.
- . Diâmetro do poço.
- . Diâmetro do revestimento.
- . Coeficiente de difusão.
- . Comprimento da zona de sal.
- . Vazão de bombeio de fluido (q).
- . Concentração inicial de sal na pasta.
- . Volume de pasta.
- . Relação mássica água/cimento.

Os resultados fornecidos são:

- . Perfil de concentração de sal ao longo do poço.
- . Concentração média de sal na pasta.
- . Perfil de diâmetro do poço (alargamento).
- . Massa de sal dissolvida.
- . Massa específica da pasta (r) após incorporação de sal.
- . Caracterização dinâmica do escoamento.

APLICAÇÃO NO CAMPO

Com o objetivo de ilustrar o potencial do programa no projeto de cimentações em zonas salinas e de propor diretrizes para formulação da pasta, iremos analisar possíveis alternativas para o poço 1-RJS-384A, perfurado pela PETROBRÁS em 1989. Trata-se de uma cimentação de um trecho de 224m de halita onde foi utilizada pasta inicial com 32% de NaCl e fator água cimento de 56%, num poço de 8,5 pol, (0,216m), e revestimento de 7 5/8 pol, (0,194m).

Aqui simulamos os resultados da cimentação utilizando duas vazões distintas e três concentrações iniciais de sal (0%, 14% e 32%). Assim, procurou-se cobrir os dois regimes de escoamento com diversas taxas de transferência de massa, conforme mostra a tabela 1.

Tabela 1. Parâmetros da Pasta de Cimento ao final de seis simulações

Vazão (m³/s)	0,0265			0,00265		
Conc. Ini. (%)	0	14	32	0	14	32
Conc. Fin. (%)	28,30	32,11	36,70	18,87	26,08	35,14
Num Reynolds	5745	5735	5718	573	573	572
Sal Dissolvido (Kg)	306	195	51	204	130	34
Densidade	1,891	1,878	1,874	1,884	1,881	1,873
Diâm. Máx. Poço (m)	0,2179	0,2172	0,2162	0,2170	0,2166	0,2161

OBS.: o diâmetro inicial do poço é de 8,5 pol (0,2159m)

Pode-se observar que nos casos onde a vazão foi de 10 BPM (0,0265m³/s), e o regime turbulento, a dissolução de sal foi grande e a pasta quase chegou à saturação ao final da zona de sal. Isto pode ser observado na figura 4 que mostra os perfis de concentração média de NaCl no anular no poço, para as seis situações analisadas. Observa-se também que os perfis são homogêneos para as pastas com alta concentração inicial de sal. Já nos casos onde a vazão foi de 1 BPM (0,00265m³/s), a transferência de massa em regime laminar foi sensivelmente menor.

Os efeitos de alargamento, contudo, de acordo com a figura 5, são considerados desprezíveis para os primeiros 200 metros do poço.

Considera-se que um poço de 8 1/2 pol (0,216m) está alargado quando seu diâmetro médio é superior a 10 pol (0,254m). Alargamentos da ordem de 0,1 pol (0,00254m), como os aqui verificados, são usuais e não introduzem modificações significativas na hidráulica da cimentação.

A figura 6 mostra o perfil pontual de concentração de sal ao longo do poço, para a pasta com concentração inicial de 14% e vazão igual a 10 BPM (0,0265 m³/s). Este perfil ilustra as variações axial (z) e radial (r) de concentração, através de uma visão de topo. Deve-se ressaltar que os valores de concentração, assim como os das demais variáveis, são calculados no centro de cada elemento da malha de discretização.

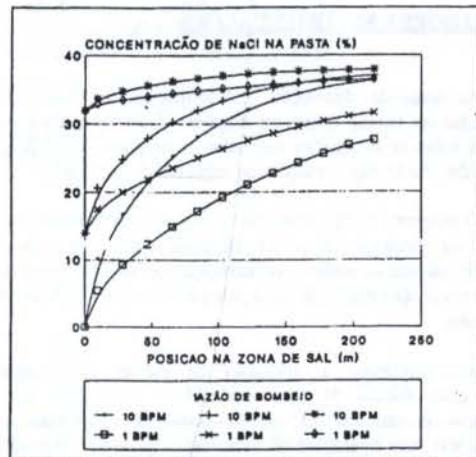


Figura 4. Perfil de Concentrações de Sal na Pasta para as Seis Simulações.

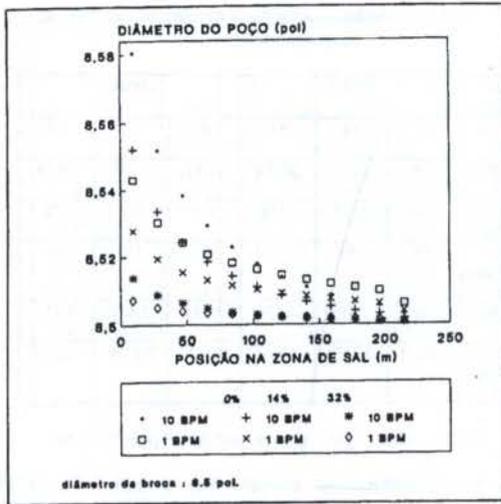


Figura 5. Perfil de Diâmetro do Poço para as Seis Simulações.

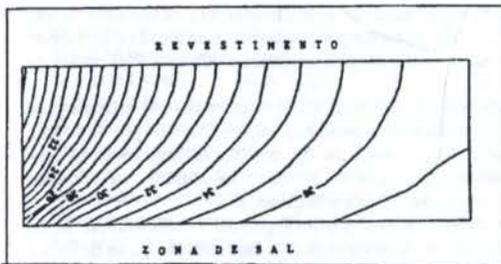


Figura 6. Perfil de Concentração - Visão de Topo

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

- As taxas de dissolução das formações de halita são minimizadas em baixas vazões de bombeio. Observa-se contudo que, para todas as simulações realizadas, o alargamento do poço devido à dissolução das formações de halita não é significativo.

- O programa computacional desenvolvido é uma ferramenta poderosa na otimização do projeto de pastas para zonas salinas, permitindo calcular os perfis de concentração de NaCl ao longo do poço, a taxa de dissolução de halita pela pasta e outros parâmetros de interesse.

- Recomendamos a utilização de pastas com baixas concentrações iniciais de NaCl (até 14%), por serem mais econômicas e estáveis. O regime turbulento, normalmente recomendado para operações de cimentação, pode ser utilizado, uma vez que os alargamentos do poço não são significativos. Deve-se ressaltar que o projeto da pasta de cimento deverá contemplar as variações das propriedades físicas decorrentes da maior incorporação de halita.

BIBLIOGRAFIA

- .Bird, R.B., Stewart, W.E. e Lightfoot, E.N., "Fenômenos de transporte", Editorial Revert S.A., 1982.
- .Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Co., 1980.
- .Santos, F.J.P.N., Miranda, C.R. e Martins, A.L., "Novo enfoque na Cimentação de Zonas Salinas", VIII Congresso Latino Americano de Perfuração, Rio de Janeiro, 1992
- .Silva, M.G.P., "Simulador de Fluxo Vertical, Inclinado e Horizontal", Ciência Técnica Petróleo, Seção: Perfuração 1, Rio de Janeiro, p.79-93, 1987.
- .Taylor, G., "The Dispersion of Matter in Turbulent Flow Through a Pipe", Proc. R. Soc., A223, p. 446-468, 1954.

ABSTRACT

A mathematical formulation is proposed to quantify the mass transfer phenomena during the cementing of salt zone oilwells. This formulation is based in the solution of a well known diffusion-convection equation for the the flow of a fluid through an annular section, being the external wall soluble. The computer program developed predicts the new properties of the system, due to the dissolution of the salt formation. The results were validated by experimental data obtained from a large scale flow simulator

NUMERICAL SIMULATION OF UNSTEADY FLOW AND HEAT TRANSFER PAST A BACKWARD FACING STEP

A. GIOVANNINI - Laboratoire de Modélisation en Mécanique des Fluides
 Université Paul Sabatier, Toulouse - France
 and M. BORTOLUS - Departamento de Engenharia Mecânica
 Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte - Brasil

SUMMARY

The objective of that work is the better understanding of the physical mechanisms who link dynamic and thermal fields in the particular situation of the separated flow past the backward facing step geometry. At that purpose we use a time dependent simulation code based on the CUTEFLOWS software. From the time sequences of vorticity and temperature fields we discuss the role of the vortical eddies on the transfer of momentum and energy. Then we compare our numerical results with the experimental data of Stanford for the statistics of velocities and temperatures in the flow field; and for the values of friction and heat transfer numbers at the wall.

INTRODUCTION

This contribution has to be linked to the paper of BORTOLUS and GIOVANNINI (1995) which will be presented at the same symposium and dealing on the same geometry with the turbulent modelling of flow and heat transfer. We find that the correct description of separation, reattachment and recirculation processes is very critical for the turbulent models because the flow here is dominated by large scale unsteadiness. Therefore we are very far from the phenomenological frame of development of the classical closure modelling. That happens in particular with the assumption of isotropy used in the k-ε model, the pressure gradient accounting and the hypothesis of the spectral equilibrium of the turbulence. Nevertheless the closure modelling coupled with the law at the wall although insufficient on that case and for advanced researches gives back very important services to industry for the flow prediction and at a least degree for the heat transfer as shown by BORTOLUS (1995). The goal of that part of work about the numerical simulation is to contribute at the improvement of existing models, in the particular situation of separated and unsteady flow. That is performed with special attention paid to the heat transfer effects. The first results of the work described here are the understanding of the role and dynamic of the large vortical structures and of the underlying physics about the coupling between vorticity and enthalpy. The first part of the paper describes briefly the simulation code which is an extension of CUTEFLOWS (Computing Unsteady Three Dimensional Elliptic Flows) who has been developed by J.A.C. HUMPHREY et al. (1991, 1992, 1993) at the University of Berkeley. In the second part the results of the numerical simulation are compared and discussed with the well documented experimental data base of Stanford University due to VOGEL and EATON (1985) at a Reynolds Number based on the step height of $2 \cdot 10^4$. First is developed a new analysis relative to the understanding of mechanisms linked to large vortical eddies encountered in the recirculation and at the reattachment vicinity and responsible of the transfer of momentum and energy at the wall. Then the statistics of velocity and temperature are compared with the existing experimental data of the Stanford team.

1 - DESCRIPTION OF THE SIMULATION CODE

1.1. Equations

Cuteflows code solves the conservation equations in the 2D unsteady situation with constant properties. In particular, we mention that the density is supposed to have negligible variations with pressure (compressibility) and temperature (dilatability). On a fixed cartesian coordinate system the equations are the following :

$$\text{continuity} \quad \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

x momentum

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (2)$$

y momentum

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = - \frac{\partial p}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

thermal energy

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} + \rho C \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

With the previous assumptions and as the viscous dissipation term Φ_D it may be noticed that the thermal energy equation (4) is decoupled with (1, 2, 3) and treats the scalar variable temperature as a passive tracer.

1.2. Boundary conditions

The boundary conditions in dimensional form are shown in figure 1 and the geometry corresponds to the experiences of Vogel and Eaton.

Upper wall : $u = v = 0, T_w = T_o$

Left upstream and vertical walls : $u = v = 0, q_w = 0$

Downstream step wall :

$$u = v = 0 \quad -k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_w = q_w = \text{cte}$$

Inlet plane : $u = U_o(y), v = 0, T = T_o$

Exit plane :

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial (u^2)}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial v}{\partial x} = 0; \quad \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = 0$$

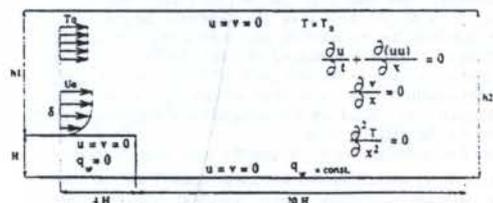


Figure 1 Backward facing step. Computational domain and boundary conditions.

These last free exit conditions are compared during the work with other conditions. We find that they insure the exiting of vortical eddies, with a minimum of distortion; and without numerical convergence problems for the conjugate gradient algorithm.

1.3. Algorithm and procedure

Cuteflows is a modular code implemented with the Unix operating system utilities, and the NCSA HDF storage and graphics facilities. The code uses on a staggered grid a finite difference type algorithm which explicitly computes the time evolution of all the four primitive variables (u,v,p,T) for 2D constant density flow. The Navier-Stokes and continuity equations are first discretized in space using a third order accurate scheme for the convection terms (QUICK), and a centered second order scheme for the diffusion terms. To approximate the resulting set of time dependent ordinary differential equations for the velocity component, a second order Runge-Kutta predictor corrector scheme (RK2) is used. To accomplish that the pressure problem is treated as follows. The divergence free velocity field is splitted at each time step into a pseudo velocity field independent of the pressure and a separate pressure contribution defined by the classical Poisson equation in which we have forced the divergence free condition for the velocity field. That procedure due to CHORIN and MARDSEN (1979) acts at the end of each half time step with the conjugate gradient algorithm. More details about the original procedure and testings developed at Berkeley may be found on the CUTEFLOWS MANUAL (1991). The values of the velocities are now known at the staggered grid, where they are needed for the thermal energy equation. Only interpolations for the temperature evaluated initially at the center of each cell are required. The same schemes are used for convection and diffusion terms ; with when it is necessary the addition of the SMART scheme for convection who acts as a limiter for the non physical oscillations in temperature associated with truncature terms containing odd space derivative (dispersion errors). Computations with CUTEFLOWS, under the constraint of computer facilities of the laboratory are done with a 200 x 100 grid, with a regular mesh in x direction, and a locally regular one in y direction with two third of the points located in the lower part of the channel. The finer grid size in that direction is 1 mm, and the time step value between 10⁻⁴ and 10⁻⁵ second. These computations have been performed on a HP 700 Power Station and 10 seconds of CPU time are required at each time step.

2 - RESULTS

Simulation begins with fluid at rest inside the channel as initial conditions. Two steps are to be considered during the dynamic and thermal process development:

- in the first step, the flow and the heat transfer are establishing. On figure 2 is visualised when the time increases the formation of a laminar eddy in the step corner, which interacts with the lower wall boundary layer and creates a counter rotating eddy with positive circulation. As the first eddy increases following the x direction, fed by the upstream boundary layer, it moves downstream and it is thrown away from the recirculation zone pushed out by the birth of a new eddy close to the corner of the step. The former vortical structure is then convected downstream and that represents the beginning of unsteadiness at large scale.

- in the second step, after 0.6 second of computation the unsteady flow and heat transfer are established at the average and a deeper analysis of that stage must be led.

We notice first that we have to deal with a huge amount of information (around a thousand of Mb). So the following both questions have to be answered: what are the best field variables candidates for the analysis of that types of flow and heat transfer ; and what are the characteristics dimensionless number for the wall transfers

For the first question we think that the non zero component of the vorticity namely ω and the temperature T are the both scalar relevant quantities. Their transport equations are similar but the difference holds in the fact that the first one is non linear (ω is an active tracer) and the second one is linear (T is a passive tracer).

At the wall the step Reynolds number is defined by

$$Re = \frac{\rho_0 U_0 H}{\mu}$$

; and the dimensionless values $\bar{Y}, \bar{U}, \bar{\theta}$, are defined as based respectively on the step height H, the mean inlet velocity U_0 and the temperature difference $T_w - T_0$. For answering to the second question we introduce two dimensionless quantities for the characterisation of the transfers at the wall:

- the friction coefficient:

$$Cf = \frac{\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_w}{\frac{1}{2} \rho_0 U_0^2} = \frac{2}{Re} \frac{\partial \bar{U}}{\partial \bar{Y}}$$

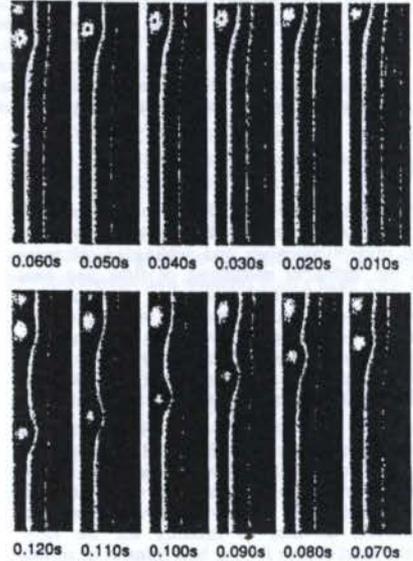


Figure 2 Sequences of streamline fields

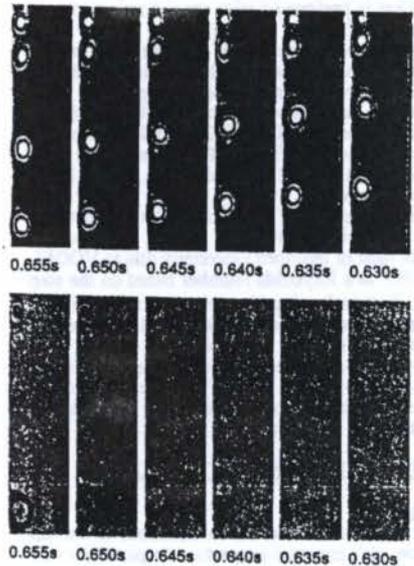


Figure 3 Sequences of vorticity and temperature fields.

- the heat transfer coefficient or Stanton number:

$$St = \frac{q_w}{\rho_o C U_o (T_w - T_o)} = - \frac{\partial \bar{\theta} / \partial \bar{Y}}{Re.Pr}$$

2.1. Fields

On the figure 3, is shown a time sequence in which the vortical structures interact strongly with the lower wall of the step, in the recirculation and reattachment zones. At the end of the recirculation, the structures are ejected, they move away from the wall and are convected along the wall till the exit of the channel.

The reduced frequency of that phenomena known as the Strouhal Number $S = \frac{fH}{U_o}$ is found to be equal to 0.067 a

value close to the former experiments of EATON and JOHNSTON (1981) and DUMOULIN (1993).

The sequence of isotherm fields also shown in figure 3 clearly depicts that heat transfer is determined by the dynamic of the vortices. The fluid heated by molecular conduction close to the wall, is rolled around the vortex structure, and then diffuses inside it to the center. When the heated vortical element separates from the recirculation, the convective transport occurs. That latter mechanism becomes periodic and insures the evacuation of heat from the wall.

2.2. Statistics

The figures 4 and 5 show the mean value of the streamline and isotherm fields averaged on a duration of one second, i.e. during 15 times the characteristic period of shedding. The recirculation length X_r is equal to 5.5 times the step height H , and is 15% smaller than experiments. The mean temperature field shows a quasi isothermal recirculation zone which acts as a perfectly stirred reactor, and a thinner boundary layer close to the reattachment which redevelops further downstream. The averaged profiles of longitudinal velocity and temperature presented on figures 6 and 7 exhibit an excellent agreement in the recirculation zone and in the shear layer. The behaviour of the Cf and St numbers distributions at the wall neighbouring will be discussed later. Finally, we think that a large part of the small discrepancies encountered in the comparison comes from the 2D assumption specially close to the step corner due to the counter rotating vortex ; and after the reattachment point where longitudinal vortices appear breaking out the 2D character of the flow.

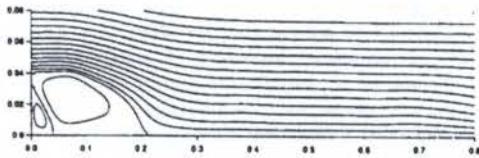


Figure 4 Averaged streamline field.

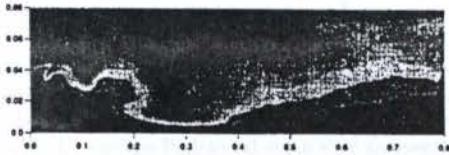


Figure 5 Averaged temperature field.

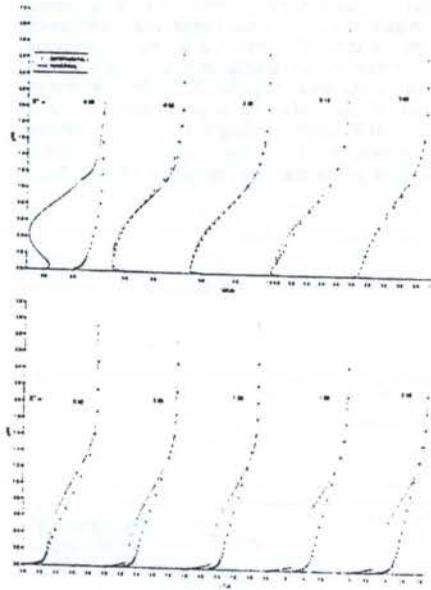


Figure 6 Mean axial velocity profiles.

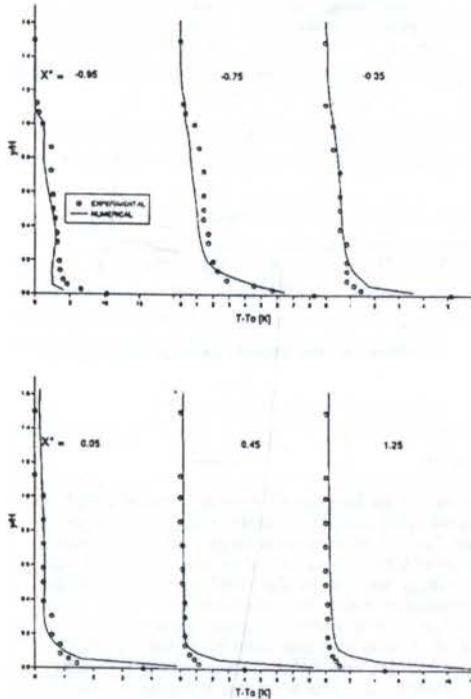


Figure 7 Mean temperature profiles.

2.3. Values at the step wall

The distribution of the averaged values of the friction coefficient C_f and the heat transfer number St are drawn on figures 8 and 9 respectively, versus the longitudinal coordinate x . Again, the level of the values and the shape of the distribution are correctly predicted in the recirculation zone ; but further work has to be done in order to improve the predictability out of that area ; in particular in the direction of 3D calculations. It may also be noticed that the mean reattachment point X_r corresponding to $C_f=0$, is located one step height downstream to the maximum of the Stanton Number coefficient as in the experiments of DUMOULIN (1993).

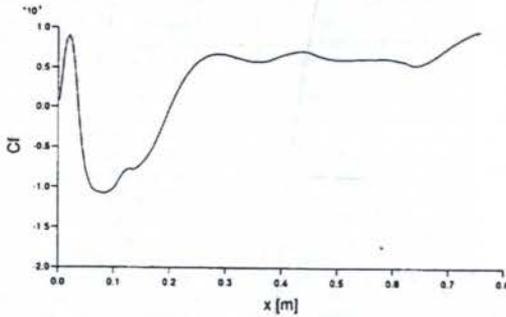


Figure 8 Distribution of friction coefficient C_f at the step wall.

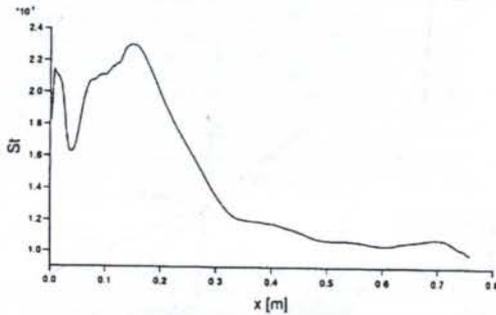


Figure 9 Distribution of heat transfer number St at the step wall.

CONCLUSION

The aim of the first part of the work presented here is the understanding of basic heat transfer phenomena occurring in separated flow in relation with large vortical structures. The dynamics of these structures and the correlated exchange of thermal energy seem to be described realistically by the unsteady simulation which uses the Cuteflows code. More work has to be done in order to characterize the space-time distribution of friction and heat transfer in these particular interactions which are very different from flat plate boundary layer flow situation. It seems to us that this point is the key for future fundamental understanding and further work on that way is in preparation by GIOVANNINI and BORTOLUS (1995). Finally it should be said that the improvements of the quality of the prediction for these situations depends on the ability to compute 3D flow and heat transfer with a good grid refinement.

REFERENCES

- BORTOLUS M. and GIOVANNINI A.
Prédiction de transférences térmiques pariétales en écoulements turbulents complexes. - XIII Cobem, Dec.95
- BORTOLUS M.
Modélisation et simulation des transferts thermiques pariétaux en écoulement turbulent complexe. Thèse de Doctorat de l'Université Paul Sabatier, Toulouse, 7 Juillet 95
- CHORIN A.J. and MARDSEN J.E.
A mathematical introduction to Fluid Mechanics
New-York, Springer-Verlag Inc., 1979
- DUMOULIN J.
Méthodes de détermination, par thermographie infrarouge, des coefficients d'échange de chaleur en aérodynamique perturbée. Thèse de Doctorat de l'INSA de Toulouse, 1993
- EATON J.K. and JOHNSTON J.P.
A review of research on subsonic turbulent flow reattachment. AIAA Journal, vol.19, n°9, 1981, pp.1093-1100.
- GIOVANNINI A., BORTOLUS M.
Transferts pariétaux en écoulement recirculé : mécanismes fondamentaux d'impact et de balayage. Comptes Rendus de l'Académie des Sciences (soumis Octobre 1995)
- HUMPHREY J.A.C., SCHULER C.A and IGLESIAS I.
Analysis of viscous dissipation in disk storage systems. Physics of Fluids A, vol. 4, 1992, pp. 1415-1427
- IGLESIAS I., HUMPHREY J.A.C. and GIRALT F.
Numerical calculation of 2D, buoyancy-assisted flow past a backward facing step. Computational aspects of heat transfer : benchmark problems, ASME, 1993
- SCHULER C.A.; TREIDLER E.B. and HUMPHREY J.A.C.
CUTEFLOWS A user's guide*
Berkeley Report, junc 1991
- VOGEL J.C. and EATON J.K.
Combined heat transfer and fluid dynamic measurements downstream of a backward facing step.
Journal of Heat Transfer, vol. 107, 1985, pp. 922-929

PREDIÇÃO NUMÉRICA DE TRANSFERÊNCIAS TÉRMICAS PARIETAIS EM ESCOAMENTOS TURBULENTOS COMPLEXOS

M.V. BORTOLUS - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Minas Gerais - Brasil

A. GIOVANNINI - Laboratoire de Modélisation en Mécanique des Fluides
Université Paul Sabatier - França

RESUMO

Neste trabalho estuda-se e compara-se algumas correções ao modelo k-ε padrão que levam em conta os efeitos de parede aplicadas à predição de transferências térmicas em escoamentos turbulentos complexos. Utiliza-se como caso teste o escoamento incompressível em torno de um degrau descendente. Inicialmente, são examinados modelos de parede baseados em funções de parede: o Modelo Padrão e os modelos de Chieng e Launder, de Ciofalo e Collins e o de Amano. Em seguida, são analisados os modelos a Baixo Número de Reynolds de Launder e Sharma e de Lam e Brehmhorst.

1 INTRODUÇÃO

O estudo de escoamentos complexos, ou seja, com separação, recolamento e zona de recirculação é importante em diferentes aplicações da engenharia como, por exemplo, as turbinas à gás, os circuitos eletrônicos e os trocadores de calor. Em relação ao aspecto térmico, o recolamento provoca fortes variações e aumentos consideráveis do coeficiente de transferência térmica local. Assim, a predição de transferências térmicas neste tipo de escoamento é importante no que diz respeito seja à eficiência térmica do sistema ou ao comportamento termomecânico dos materiais envolvidos, como por exemplo, na câmara de combustão de uma turbina à gás.

O escoamento incompressível em torno de um degrau descendente (backward-facing step flow - figura 1) é utilizado como caso teste neste trabalho. Esta geometria é bastante simples e, assim, muito utilizada na validação de métodos de cálculo. O ponto de separação é fixo permitindo que se concentre o estudo no processo de recolamento. No entanto, mesmo fixando este parâmetro, o escoamento resultante é complexo, especialmente na zona de recolamento onde a camada de cisalhamento se divide em duas: uma parte vai para a zona de recirculação e a outra para a zona de redesevolvimento da camada limite. O ponto de recolamento flutua e o escoamento nesta zona é bastante instacionário. Comparado com um escoamento turbulento dentro de um canal, a transferência térmica na zona de recirculação e perto do recolamento possui níveis mais elevados. Devido ao impacto da camada de cisalhamento sobre a parede, ocorre um aumento no nível de energia cinética turbulenta e, conseqüentemente, da transferência de calor.

2 MODELO MATEMÁTICO

O escoamento é governado pelas Equações de Reynolds, obtidas a partir do cálculo das médias temporais das Equações de Navier-Stokes. O modelo de turbulência utilizado é o Modelo k-ε padrão tal como ele é apresentado no trabalho de Launder e Spalding [6], inclusive sem se modificar as constantes que ali são propostas. Em relação à equação da energia, utiliza-se o número de Prandtl turbulento $Pr_t = \frac{\mu_t c_p}{\lambda_t}$, onde μ_t é a viscosidade turbulenta e λ_t é a condutividade térmica turbulenta. Neste trabalho,

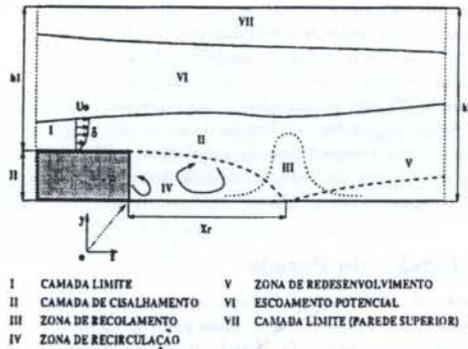


Figura 1: Escoamento em torno de um degrau descendente

considera-se que este número é constante e igual a 0.9. Todas as equações são colocadas na forma (tab. 1):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \text{div}(\rho u\phi) = \text{div}(\Gamma_\phi \text{grad}\phi) + S_\phi \quad (1)$$

onde Γ_ϕ e S_ϕ são, respectivamente, os coeficientes de difusão e o termo fonte específicos da variável ϕ . As constantes do Modelo de turbulência $C_\mu, C_1, C_2, \sigma_k$ e σ_ϵ valem, respectivamente, 0.09, 1.44, 1.92, 1.00 e 1.30.

Tabela 1: Equations Resolvidas

Equação	ϕ	Γ_ϕ	S_ϕ
continuidade	1	0	0
x-movimento	U	$\mu_t + \mu$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_t f \frac{\partial U}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_t f \frac{\partial U}{\partial y})$
y-movimento	V	$\mu_t f$	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\mu_t f \frac{\partial V}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\mu_t f \frac{\partial V}{\partial y})$
energia	T	$\frac{\mu}{Pr_t} + \frac{\mu_t}{Pr_t}$	0
energia cinética	k	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$	$\rho P_k - \rho \epsilon$
dissipação	ε	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon}$	$C_1 \frac{\rho \epsilon^2}{k} - C_2 \frac{\rho \epsilon}{k}$

onde

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}; \nu_t = \frac{\mu_t}{\rho}; e$$

$$P_k = \nu_t \left[\left(\frac{\partial U}{\partial y} + \frac{\partial V}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial U}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial V}{\partial y} \right)^2 \right]$$

Os modelos de turbulência - incluindo o Modelo $k-\epsilon$ - mais utilizados no cálculo deste tipo de escoamento não levam em consideração efeitos que são dominantes na região próxima à parede, a saber: i) difusão molecular; e ii) amortecimento de flutuações de velocidade na direção normal à parede. De maneira geral, os tratamentos utilizados próximo às paredes não alteram a dinâmica do escoamento. No entanto, como a maior parte das variações de temperatura ocorrem justamente nesta região, estes tratamentos são fundamentais na predição de transferências térmicas. A fim de considerar os efeitos de parede existem dois tipos de tratamento: i) modelos baseados em funções de parede; e ii) modelos a baixo número de Reynolds turbulento. Na década de 80, especialmente, diversos modelos baseados em funções de parede foram propostos, entre os quais, o Modelo de Chieng e Launder [3], o Modelo de Amano [1] e o Modelo de Ciofalo e Collins [4], a fim de substituir o Modelo Padrão proposto por Launder e Spalding [6] um dos mais utilizados em aplicações industriais. O principal objetivo deste trabalho é de realizar uma comparação sistemática de vários diferentes modelos baseados em funções de parede. Além destes modelos, os modelos a baixo número de Reynolds turbulento de Lam e Brethorst [7] e de Launder e Sharma [7] são adicionados à comparação. Estes modelos foram escolhidos em função do desempenho que apresentaram nas comparações de Patel et al. [7] e da utilização de números de Reynolds turbulentos mais adaptados ao escoamento em questão.

2.1 Modelos de Parede

Nesta seção são descritos os diversos modelos de parede comparados neste trabalho, começando pelos modelos do tipo "funções de parede". O Modelo Padrão - MODEL 1 - é apresentado na referência [6]. O desenvolvimento deste modelo - e dos outros também - é relacionado à técnica numérica de Volumes finitos, utilizada freqüentemente neste tipo de cálculo e também usada neste trabalho. Inicialmente, é necessário que os pontos das malhas adjacentes às paredes estejam na zona logarítmica - ($11 < y^+ < 400$). A lei logarítmica, na sua forma original, não é adaptada aos escoamentos com recirculação pois a velocidade de atrito - $U_\tau = \sqrt{\tau_w/\rho}$, onde τ_w é a tensão de atrito na parede - utilizada para adimensionalizar a velocidade média e a distância normal à parede é igual a zero no ponto de recirculação. Considerando-se que nesta zona a produção de energia cinética turbulenta é igual à sua dissipação, pode-se mostrar que $\tau_w \approx \rho k P C_\mu^{1/2}$ e $\epsilon = \frac{k^{3/2}}{Cl y}$, onde P é o ponto da malha mais próximo da parede e $Cl = \kappa/C_\mu^{3/4}$. Assim, pode-se colocar a lei logarítmica na forma

$$\frac{U k_P^{1/2} C_\mu^{1/4}}{\tau_w/\rho} = \frac{1}{\kappa} \log \left[E y \frac{(C_\mu^{1/2} k_P)^{1/2}}{\nu} \right] \quad (2)$$

A partir das equações acima e considerando-se que a energia cinética - k - e a tensão de atrito - τ - turbulentas são constantes, determina-se a dissipação - $\tilde{\epsilon}$ - e a produção - \tilde{P}_k - médias de k na direção perpendicular à parede. No caso da equação da dissipação, impõe-se um valor ao ponto P: $\epsilon_P = \frac{k_P^{3/2}}{Cl y_P}$

No caso da temperatura, de maneira semelhante, a lei logarítmica se transforma em

$$\frac{(T_P - T_w) c_P \rho C_\mu^{1/4} k_P^{1/2}}{q_w} = \frac{Pr_i}{\kappa} \log \left[\frac{E y_P (C_\mu^{1/2} k_P)^{1/2}}{\nu} \right] + AJ \quad (3)$$

onde q_w et T_w são o fluxo de calor e a temperatura na

parede, respectivamente, e AJ é a função de Jayatilke (vide referência [6]).

O Modelo de Chieng e Launder [3] considera a região próxima à parede dividida em duas: i) subcamada laminar ($0 < y^+ \leq 11$); ii) zona logarítmica ($11 < y^+ < 400$). Assim, em relação ao Modelo Padrão, no cálculo de $\tilde{\epsilon}$ e de \tilde{P}_k considera-se a influência da subcamada viscosa na dissipação de k (a produção de k é zero nesta zona). Além disto, utiliza-se a energia cinética no bordo da subcamada laminar - k_b - no lugar da energia cinética no ponto P - k_P - nas adimensionalizações. Neste trabalho, compara-se duas versões deste modelo. Uma - MODEL 2 - que considera que k e τ são constantes na zona logarítmica e outra - MODEL 21 - que considera que estas quantidades variam linearmente nesta zona.

No Modelo de Chieng e Launder a espessura adimensional da subcamada laminar é considerada constante ($y_P^+ = 11$). Mais recentemente, Ciofalo e Collins [4], propuseram um modelo - MODEL 22 - no qual y_P^+ varia com a intensidade de turbulência no ponto P - $\psi_P = \frac{k_P^{1/2}}{U_P}$. Na zona de recirculação, ψ_P é bem superior que no caso de uma camada limite ordinária e, assim, ocorre uma diminuição significativa de y_P^+ .

O Modelo de Amano [1] - MODEL 3 - considera que, próximo à parede, existem três camadas: i) subcamada laminar ($0 < y^+ \leq 5$); ii) zona tampão (buffer layer) ($5 < y^+ \leq 30$); e iii) zona logarítmica ($30 < y^+ < 400$). Neste trabalho, duas simplificações são propostas em relação ao modelo proposto por Amano. No seu modelo k e τ variam linearmente na zona logarítmica. Aqui, considera-se como no caso do MODEL 2 que estas quantidades são constantes nesta zona. Amano propõe também correções nos termos de produção e destruição na equação da dissipação. Neste trabalho utiliza-se o mesmo tratamento dos modelos anteriores.

No caso dos modelos a baixo número de Reynolds turbulento, as constantes C_μ , C_1 e C_2 do Modelo $k-\epsilon$ são funções de números de Reynolds característicos da turbulência $R_T = \frac{k}{\nu^2}$ e $R_y = \frac{k^{1/2}}{\nu} y$ e o cálculo, ao contrário do cálculo no caso dos modelos inodulos baseados em funções de parede, se estende até a parede com uma malha suficientemente fina a fim de captar os fortes gradientes das diversas quantidades turbulentas nesta região. Além disto, para melhor representar o comportamento próximo da parede, alguns termos - simbolizados aqui por S_i - podem ser acrescentados aos termos fontes na equação de ϵ .

- Modelo de Lam-Brethorst - MODEL LR1:
 - $C_\mu = 0.09 [1 - \exp(-0.0165 R_T)]^2 \cdot (1 + \frac{20.5}{R_T})$
 - $C_1 = 1.44 [1 + (\frac{0.005}{C_\mu})^3]$; $C_2 = 1.92 [1 - \exp(-R_T^2)]$
 - $S_i = 0$; $(\frac{\partial \epsilon}{\partial y})_w = 0$
- Modelo de Launder e Sharma - MODEL LR2:
 - $C_1 = 1.44$; $C_2 = 1.92 [1 - 0.3 \exp(-R_T^2)]$
 - $C_\mu = 0.09 \exp \left[\frac{-3.4}{(1 + R_T/30)^2} \right]$; $S_i = 2\nu \nu_i \left(\frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right)^2$
 - $\tilde{\epsilon} = \epsilon - 2\nu \left(\frac{\partial k^{1/2}}{\partial y} \right)^2 \rightarrow \tilde{\epsilon}_w = 0$

2.2 Condições de Contorno

Os resultados numéricos são comparados às experiências de Vogel et Eaton [8] cujas condições de referência são:

- camada limite turbulenta na entrada
- $Re_H = 28000$; $\frac{h}{H} = 1.1$; $h2/h1 = 1.25$

- fluxo de calor - q_w - constante na parede inferior após o degrau tal que: $(T_w - T_o)_{max}$ é da ordem de 15K

Na entrada, impõe-se perfis de velocidade, de energia cinética e de dissipação obtidos a partir dos perfis experimentais de U e u'^2 . Nas paredes, as condições são impostas utilizando-se os modelos de parede apresentados na seção anterior. Finalmente, na saída, supõe-se que os gradientes das diversas variáveis na direção do escoamento sejam nulos. No que diz respeito à temperatura, impõe-se um perfil uniforme de temperatura na entrada, um fluxo de calor constante na parede inferior após o degrau e considera-se que a temperatura é constante nas outras paredes.

3 MÉTODO NUMÉRICO

As equações que governam o escoamento são discretizadas pela técnica de Volumes Finitos. O esquema híbrido é utilizado para o tratamento dos termos difusivos e convectivos. As equações de diferenças finitas resultantes são resolvidas iterativamente utilizando-se uma versão do programa TEACH [5] que incorpora o algoritmo SIMPLE. Este programa é bastante conhecido o que dispensa a apresentação de maiores detalhes neste trabalho.

Após a realização de testes de convergência - apresentados na referência [2] - escolheu-se uma malha de 146x102 elementos para o caso dos modelos baseados em funções de parede. Neste caso a malha é tal que todos os pontos das malhas adjacentes à parede estão dentro da zona logaritmica. No caso dos modelos a baixo número de Reynolds turbulento, acrescentou-se 50 pontos na direção normal à parede inferior após o degrau ($y^+ < 1$ para os pontos mais próximos da parede). As melhores características de convergência - robustez - foram apresentadas pelos modelos MODEL 1 e MODEL 2.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Aqui, apresenta-se os resultados relativos ao aspecto térmico do problema. Os resultados da dinâmica do escoamento são discutidos na referência [2]. De maneira geral, os perfis de velocidade média e de energia cinética turbulenta concordam bem com as experiências. Longe da parede, os diferentes modelos de parede não afetam esses perfis. No entanto, a comparação das distribuições dos coeficientes de atrito determinadas com os diversos modelos de parede mostra que esses perfis variam muito com o modelo utilizado na região próxima à parede. Este mesmo comportamento é observado no caso da temperatura.

Nas figuras seguintes, devido às diferenças entre as posições de recolamento - X_r - numérica e experimental (vide referência [2]), utiliza-se nas comparações a coordenada adimensionalizada $X^* = \frac{(x - X_r)}{X_r}$.

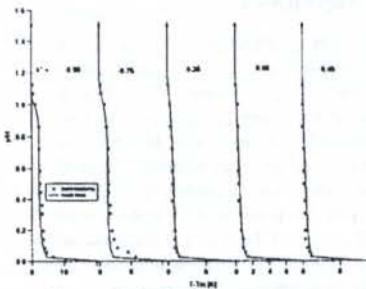


Figura 2: Perfis de temperatura

Os perfis numéricos e experimentais de temperatura são comparados na figura 2. Observa-se uma boa concordância entre os dois. Nota-se que os gradientes de temperatura são significativos somente perto da parede, exceto no caso da seção após o degrau na camada de cisalhamento. Estes perfis foram obtidos com o Modelo Padrão. Longe da parede, não existem diferenças importantes entre os perfis calculados com os diferentes modelos de parede. As diferenças próximas à parede são analisadas a partir das distribuições de número de Nusselt (Nu) - figuras 3, 4 e 5.

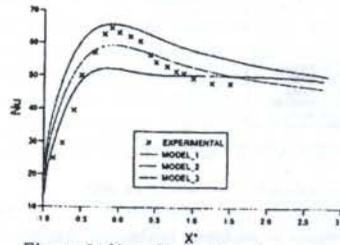


Figura 3: Nusselt: funções de parede

Na figura 3 pode-se acompanhar as evoluções do Modelo Padrão, inicialmente com o acréscimo da subcamada laminar - MODEL 2 - e, em seguida, com o acréscimo da zona tampão - MODEL 3. Em relação ao nível máximo de Nu, nota-se uma melhora sensível. No entanto, diferenças importantes continuam a existir na zona de recirculação e na zona de redesevolvimento.

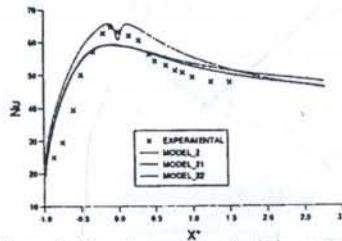


Figura 4: Nusselt: modelos de duas camadas

Na figura 4, nota-se que, praticamente, não há diferenças entre o MODEL 2 e o MODEL 21. Uma pequena diferença a favor do MODEL 2 é encontrada na zona de redesevolvimento. Nessa mesma figura, pode-se observar que existe uma melhora no que diz respeito ao nível de Nu na zona de recolamento com o MODEL 22 mas, como no caso do MODEL 3, diferenças importantes continuam a existir fora desta zona. Observa-se um mínimo localizado perto do recolamento devido, provavelmente, à conexão entre a zona logaritmica e subcamada laminar nos casos em que a espessura desta é muito pequena (vide referência [4]).

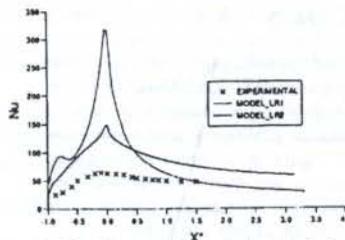


Figura 5: Nusselt: modelos a baixo Re turbulento

As distribuições de Nu obtidas com os modelos a baixo número de Reynolds turbulento são comparadas na figura 5. Diferenças consideráveis em relação à experiência são observadas na zona de recolamento, o que confirma predições encontradas na literatura com este tipo de modelo. Na zona de redensolvimento, as distribuições numéricas são mais próximas da experimental.

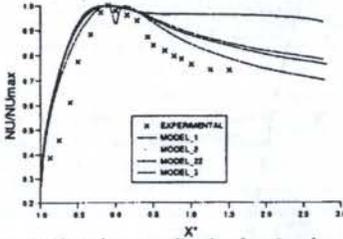


Figura 6: Nusselt normalizado: funções de parede

Para melhor compreender a evolução qualitativa das diferentes funções de parede, compara-se na figura 6 as distribuições de Nu normalizadas pelo valor máximo Nu_{max} . Observa-se uma melhora sensível, principalmente na zona de redensolvimento, quando se considera a subcamada laminar (MODEL 2 em relação ao MODEL 1). No entanto, as diferenças são menos importantes quando se considera a zona tampão (MODEL 3 em relação ao MODEL 2). Se bem que os resultados com o MODEL 22 ainda não sejam satisfatórios, nota-se uma melhora quando se considera uma espessura adimensionalizada variável da subcamada laminar.

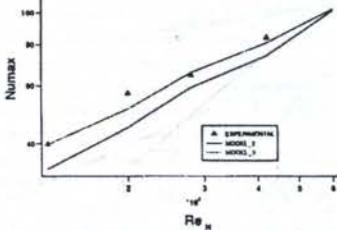


Figura 7: Nusselt em função do número de Reynolds

Na figura 7, as variações de Nu_{max} com o número de Reynolds calculadas com os modelos MODEL 2 e MODEL 3 são comparadas à variação determinada experimentalmente. Observa-se uma boa concordância entre o MODEL 3 e a experiência. Resultados experimentais indicam que $Nu_{max} \sim Re_n^n$. No presente caso, o valor experimental de n é aproximadamente 0.6. Com os modelos MODEL 2 e MODEL 3, encontra-se 0.68 e 0.62, respectivamente.

5 CONCLUSÕES

- No caso das funções de parede, existem melhoras sensíveis com os modelos MODEL 2 e MODEL 3 em relação ao Modelo Padrão, principalmente na zona de recolamento. A análise qualitativa mostra que existe um ganho mais significativo com a consideração da subcamada laminar que com a consideração da zona tampão. Além disto, esta análise mostra que a evolução das funções de parede passa pela consideração de situações de não-equilíbrio provocadas por níveis bem mais elevados de energia cinética turbu-

lenta próximo à parede em relação à uma camada limite turbulenta ordinária.

- Diferenças enormes de nível de Nu na zona de recolamento foram encontradas com os modelos a baixo número de Reynolds turbulento.
- Quantitativamente, os resultados com o MODEL 3 são mais próximos da experiência, embora as diferenças entre esta e o MODEL 2 não sejam excessivas. Tendo em vista as boas características de convergência do MODEL 2, pode-se dizer que entre os modelos de parede comparados este modelo representa o melhor compromisso robustez - capacidade de predição.

REFERÊNCIAS

- Amano R.S. - Development of a Turbulence Near-Wall Model and Its Application to Separated and Reattached Flows. *Numerical Heat Transfer*, vol. 7, 1984, pp. 59-75.
- Bortolus M.V. e Giovannini A. - Numerical Prediction of Wall Heat Transfer in Complex Turbulent Flow. In: *International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*. - Lishon, 1994.
- Chieng C.C. e Launder B.E. - On the Calculation of Turbulent Heat Transport Downstream From an Abrupt Pipe Expansion. *Numerical Heat Transfer*, vol. 3, 1980, pp. 189-207.
- Ciofalo H. e Collins M.W. - $k - \epsilon$ Predictions of Heat Transfer in Turbulent Recirculating Flows Using an Improved Wall Treatment. *Numerical Heat Transfer, Part B*, vol. 15, 1989, pp. 21-47.
- Gosman A.P. e Ideriah F.J.K. - *MANUAL TEACH-2E: A General Computer Program for Two-Dimensional, Turbulent, Recirculating Flows*. - Londres, Imperial College, 1976, 2ème édition.
- Launder B.E. e Spalding D.B. - The Numerical Computation of Turbulent Flows. *Computer Methods in Applied Mechanics*, vol. 3, 1974, pp. 269-289.
- Patel V.C., Rodi W. e Scheuerer G. - Turbulence Models for Near-Wall and Low Reynolds Number Flows: A Review. *AIAA Journal*, vol. 23, 1985, pp. 1308-1319.
- Vogel J.C. e Eaton J.K. - Combined Heat Transfer and Fluid Dynamic Measurements Downstream of a Backward-Facing Step. *Journal of Heat Transfer*, vol. 107, 1985, pp. 922-929.

ABSTRACT

In order to predict wall heat transfer in complex turbulent flow, different near-wall models are tested together with the Standard $k - \epsilon$ turbulence model. The incompressible flow over a backward facing step has been elected as a test case for which an extensive data base exists. First, wall functions models are compared: Standard Model and models of Chieng and Launder, Ciofalo and Collins and Amano. Then, the low Reynolds number models of Launder and Sharma and Lam and Bremhorst are added to the analysis. Comparison between numerical results and experimental measurements are discussed.

TRANSIENT THERMAL STUDY OF THE PHASE CHANGE MATERIAL PACKAGE WITH FINS-STRIP MATRIX FOR SATELLITE THERMAL CONTROL APPLICATION

Valeri Vlasov, Issamu Muraoka. Divisão DMC-Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais - São José dos Campos. SP-Brasil

ABSTRACT

Performance of phase change material (PCM) thermal energy storage container is obtained experimentally and theoretically. Transient behavior was observed via base plates temperature evolutions during melting process. Mathematical model of the package was based on two-dimension model of cell. The enthalpy-based energy equation was used for two-phase domains. Finite difference technique was modified to accept the multi-body internal interfaces with no-ideal contact. The influence of internal thermal resistance between fins and strips was studied theoretically. Three transient tests were performed to determinate the integral characteristics of PCM package.

INTRODUCTION

One of the important properties of the phase change materials (PCM) is their ability to store and liberate large amount of heat energy, at approximately constant temperature during the phase transfer. The PCM packages can be used efficiently in the satellite thermal control systems, for passive temperature stabilization of electronic equipment in condition of periodically varied heat loads (Fixter, Abhat and Grill, 1974).

The package normally is placed between the electronic equipment, with cycled mode of operation, and the heat sink. The PCM acts as a thermal capacitor that absorbs the energy from equipment during its high dissipation, changing from the solid to the liquid phase. During the equipment low dissipation period, the material returns to the solid state.

As a rule, the PCM has relatively low thermal conductivity. A high conductivity metal filler, imbedding to PCM bulk, offers the principal advantages: to increase the effective thermal conductance and to provide the sufficient high conductivity surface for heat exchange between the heat input plate and the fusion material (Hale et al, 1971 and Griggs et al, 1977).

Usually the integral performance of the PCM packages with fillers are studied experimentally. The theoretical problem of the melting-solidification process without fillers is known as Stefan's one. The great portion of the published works of Stefan's problem is concerned with one-dimension solutions.

Multi-dimension Stefan's-related problems can be solved numerically. Two principal approaches are usually applied. One is the interface tracking methods and another the enthalpy based ones. The selection of the approach relates to the complexity of domains, the physical properties of interface (existing so named mushy region), and the state of liquid phase. Shamsunder (1978) showed that the temperature-based methods yield more accurate results, but the enthalpy methods are easier to use, particularly in multidimensional case (Shamsunder and Sparrow 1975, Hunter and Kuttler 1989).

The most successful numerical techniques, for multi-dimension case with enthalpy approach, are the alternating direction methods (Lapidus 1982) and related fractional steps ones (Yanenko 1971) or the iterative methods (Jacoby or Gauss-Seidel).

A problem, associated to the PCM package modeling, is the prediction of the thermal interaction between melting

material and the imbedded high conductance matrix (filler). The related theoretical problem is the heat conduction in composite materials. Multi-body tasks for joined rectangular slabs were solved on eigenvalues base (Salt 1982) and using the integral transform technique (Özisik). Another attempts are connected with the application of the Green's functions (Beck 1984) and the finite surface element method (Keltner and Beck 1981). The finite difference techniques can be applied directly to the multi-bodies problems (Crank 1975, 1-D case) with special care of numerical stability.

DESIGN OF PCM PACKAGE

To study the performance, the experimental sample of PCM package, applicable to the satellite thermal control system, was manufactured. The sketch of PCM package is shown in Fig. 1.

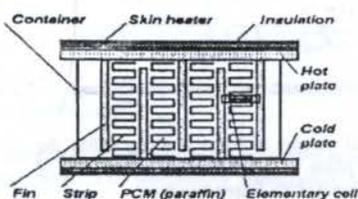


Fig. 1. Sketch of PCM package design

It consists of a metal container (box with 210x160x45 mm size), filled with PCM and sealed hermetically. The container is fabricated from 6061 aluminum alloy. Phase change material is the paraffin of 130/135-1 type. To provide a good thermal contact between the base plates and PCM, aluminum fillers are immersed in the bulk of PCM. The special feature of this design is that the filler consists of two separate parts. First one is a set of fins, connected to both hot and cold plates and second is the strip matrix put between the fins.

The base plate and the fins are machined from monobloc, thus they have a good thermal contact, whereas the strip matrix, put between the fins, provides a large area for heat exchange.

MATHEMATICAL MODEL

One of the important practical problems of the

package design is to provide a proper structure of the filler. Here the assembling technology would be much simpler if to avoid the soldering between strip and fin elements of the filler. It can be accomplished by study of influence of consequent contact thermal resistance.

To estimate the influence of thermal contact between strip matrix and fins, an elementary cell of the package bulk can be extracted (Fig. 2).

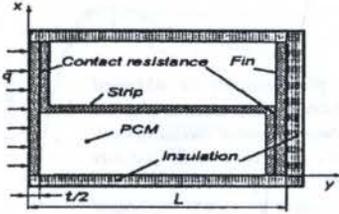


Fig. 2. The elementary cell of PCM package.

Thus it is possible to define the auxiliary problem assuming 2-D transient heat transfer with fusion in composite body, subject to the 2nd type external boundary conditions.

It is assumed that the package is characterized by following regions: solid phases (subscript *s*), liquid (*l*), fins and base plates (*m₁*) and preformed strip matrix (*m₂*). It is supposed also that there is no buoyancy convection influence in the liquid phase.

For complex shape of *s-l* interface, as in this case, the enthalpy method is the most convenient one. It is assumed that the specific heat and the thermal diffusivity are the same in the liquid and solid domains. Application of the enthalpy method allows to eliminate the moving boundary equation. As the result, the two phases (*l* and *s*) of PCM may be represented by only one equation:

$$\rho \frac{\partial H(T)}{\partial \tau} = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial T_{mj}}{\partial \tau} = a_{mj} \left(\frac{\partial^2 T_{mj}}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_{mj}}{\partial y^2} \right), \quad j = 1, 2 \quad (2)$$

where *H, T* - enthalpy and temperature in PCM and filler.

For any control volume of PCM one can define the mass fraction of solid phase - *f*. In this case the derivation of the enthalpy can be expressed via fraction variable:

$$\rho \frac{\partial H(T)}{\partial \tau} = -\rho_s \lambda \frac{\partial f}{\partial \tau} + f \rho_s C \frac{\partial T}{\partial \tau} + (1-f) \rho_l C \frac{\partial T}{\partial \tau} \quad (3)$$

The equations can be expressed in the dimensionless form by introducing the following quantities:

$$\xi = \frac{x}{L}; \quad \eta = \frac{y}{L}; \quad \theta_j = \frac{T_j - T_m}{T_s - T_m}; \quad Ste = \frac{C(T_s - T_m)}{\lambda}$$

$$Fo = \frac{\tau a_s}{L^2}; \quad \varphi = \frac{\rho_l}{\rho_s}; \quad \varepsilon_j = \frac{a_s}{a_{mj}}; \quad r = \frac{kR}{L};$$

$$\nu_j = \frac{k}{k_{mj}}; \quad \Phi = \frac{-qL}{k_s(T_s - T_m)}; \quad f = \frac{\rho_s V_s}{\rho_s V_s + \rho_l V_l}$$

Finally, the dimensionless form of Eq. (1) and (2) are:

$$Ste^{-1} \frac{\partial f}{\partial Fo} + f \frac{\partial \theta}{\partial Fo} + (1-f) \varphi \frac{\partial \theta}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \theta}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial \eta^2} \quad (4)$$

$$\varepsilon_j \frac{\partial \theta_j}{\partial Fo} = \frac{\partial^2 \theta_j}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 \theta_j}{\partial \eta^2} \quad (5)$$

The internal interface conditions are:

1). On the fin-PCM and the strip-PCM interfaces:

$$g_j \frac{\partial \theta_j}{\partial n} = \frac{\partial \theta}{\partial n} \quad (6)$$

2). On the fin-strip interface:

$$\begin{cases} -\frac{\partial \theta_1}{\partial n} = r^{-1}(\theta_2 - \theta_1) \\ \frac{\partial \theta_2}{\partial n} = r^{-1}(\theta_2 - \theta_1) \end{cases} \quad (7)$$

The external boundary conditions are of the 2nd type.

Where *T_m* - melting point temperature;

λ - latent heat of fusion;

q - density of input heat flux;

R - thermal resistance.

Thus, using the solution of presented model with different values of *R*, it is possible to evaluate a relative contribution of the contact resistance between strip and fin elements of the filler.

NUMERICAL REPRESENTATION

The fixed square uniform grid is used for all domains. The parameters of higher time level are identified by ^ sign. The combined numerical representation of Eq.(4) on the interior nodes is:

$$Ste^{-1}(\hat{f} - f) + [f + \varphi(1-f)](\hat{\theta} - \theta) = \alpha [\sigma (\sum_{j \in J} \hat{\theta}_j - 4\hat{\theta}) + (1-\sigma) (\sum_{j \in J} \theta_j - 4\theta)] \quad (8)$$

where *J* = {*S, N, W, E*}, set of directions.

This formulation gives: *σ*=0 - explicit, *σ*=1 - implicit, *σ*=0.5 - Crank-Nicolson.

The examples of the numerical representations of the boundary conditions are following:

1). External, for fin nodes:

$$\varepsilon_j(\hat{\theta} - \theta) = \alpha \left[\sum_{j \in J_{in}} \hat{\theta}_j + \sigma \sum_{j \in J_{in}} (\hat{\theta}_j - \hat{\theta}) + (1-\sigma) \sum_{j \in J_{in}} (\theta_j - \theta) \right], \quad (9)$$

$$\text{where } \bar{\Phi} = \frac{1}{\Delta Fo} \int_{Fo}^{Fo+\Delta Fo} \Phi(Fo) dFo$$

2). Internal, for PCM-metal interfaces:

$$c_j(\hat{\theta} - \theta) = \alpha \left\{ \sum_{j \in J_{in}} (\hat{\theta}_j - \hat{\theta}) + \sum_{j \in J_{in}} g(\hat{\theta}_j - \hat{\theta}) \right\} + (1-\sigma) \left\{ \sum_{j \in J_{in}} (\theta_j - \theta) + \sum_{j \in J_{in}} g(\theta_j - \theta) \right\} \quad (10)$$

3). Internal, for fin nodes with contact resistance *r*, is similar to Eq. (10) but with other values of *C_j* and *g*:

$$c_j = \varepsilon_j, \quad g = 2 \left[\left(1 + \frac{g_1}{g_2} \right) + \frac{r g_1}{\delta} \right]^{-1}$$

Altogether, 42 different versions of external and internal boundary conditions were defined for all nodes of the cell.

Here *J_{int}* is the set of internal neighbor nodes, *J_{adj}* is the set of nodes of adjusted body and *J_{ext}* is the set of fiction nodes related to the external conditions. The algebraic system of equations was solved with the Gauss-Seidel iterative technique with over-relaxation *ω*=1.7.

NUMERICAL SOLUTION OF THE CELL MODEL

The transient process of PCM melting from initial solid state for the elementary cell, shown in Fig. 2, has been modeled with numerical method, presented above.

Heat flux was applied from right side of the cell, and the other sides were insulated. These boundary conditions model a situation when the left fin of the cell is connected to hot plate, but the right fin - to cold one. At the same time the cold plate was insulated (as shown in Fig. 1).

The obtained position of *s/l* interface in different instants of time, numbered from 1 (*Fo*=0.35) to 5 (*Fo*=2.1) are presented on Fig. 3 and 4. Two cases was analyzed. First one (Fig.3) models a soldering connection of the fin and strip elements with tin solder: contact thermal resistance was $r=0.0028$.

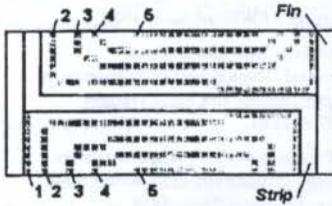


Fig. 3. Numerical prediction of melting front evolution, for the cell element, with $r=0,0028$.

Second case (Fig. 4) models the assembling technology when strip matrix is simply inserted between fins, without any soldering. The contact thermal resistance of the last case corresponds to the resistance of thin paraffin layer between fin and strip contact surfaces: radiator= 0.014 .

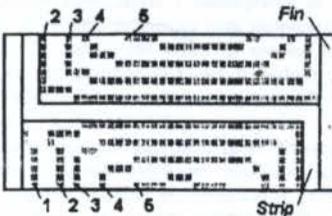


Fig. 4. Melting front for the case $r=0,014$.

Numerical parameters were following: grid 39x18, space step 0.055 (0.2 mm), time step $dFo=0.0005$ (0.12 sec), tolerance $e=0.00005$. The stable numerical results was obtained only with pure implicit method, $\sigma=1.0$. The scale of processor time of developed software for PC 486 was observed about 5:1.

The comparison of the two solutions allow to conclude that the *s/l* interface movement are similar for both cases, and that the difference of temperatures of hot fin (at the left side of the cell) after total melting was obtained less than 2°C.

On the base of these results it was assumed, that the quality of connection of fins and strips does not give a big difference in thermal characteristics of the cell and thus it is possible to accept the simple technology of package assembling by only inserting of the strips.

TESTS OF THE PACKAGE.

The PCM package was tested to verify the ability of thermal stabilization, subject to hot plate temperature evolution during one-stage melting. Three melting

experiments were performed: one test without strip matrix, and two tests using complete assembly, with top and bottom heat application. The averages heat fluxes were 31.5, 35 and 37 W respectively.

The test layout is shown in Figure 5. Twelve thermocouples (type T, AWG 36) were installed to measure the temperatures of both hot and cold plates from internal sides and the fins temperatures in three identical volume cells, in different plane positions.

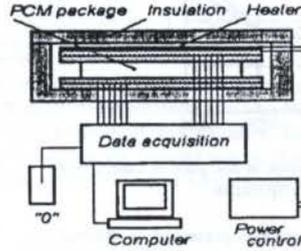


Fig. 5. Test layout.

The charge of the PCM was 0.570 kg. The duration of each test was about 2 hours; and the temperatures were scanned at each 15 sec. The ambient temperature was +20.3°C.

The test results for the PCM package without strip matrix are shown on Figure 6.

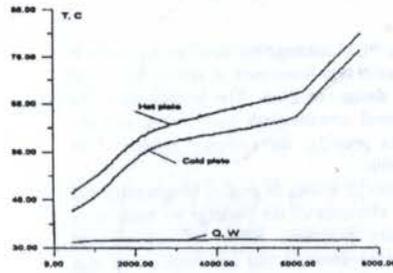


Fig. 6. Temperature evolution of hot and cold plates in case of without the strip matrix.

The curves correspond to the temperatures of hot and cold base plates. The temperature stabilization was 8°C during melting period.

The test results for the package with inserted strip matrix are shown on Fig. 7. The temperature stabilization was 4°C during melting period.

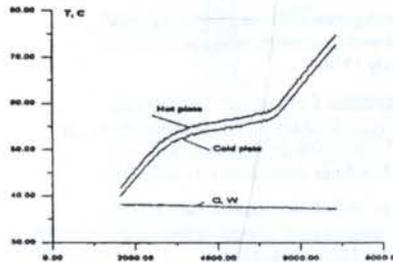


Fig. 7. Temperature evolution of hot and cold plates in case of with the strip matrix.

The Fig. 8 shows the data for the two last tests using complete assembling package (with strip matrix) for cases of

top and bottom heating. No sensitive difference between these two cases was observed. It gives the base for conclusion, that inevitable technological voids between upper base plate and PCM surface gave no visible influence on temperature evolution.

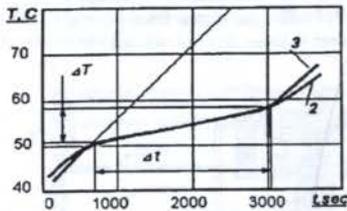


Fig. 8. Temperature evolution of hot plate in case of top and bottom heating in case of with strip matrix.

Integrally the PCM package presented a thermal capacity of 33 Wt-hours with temperature stabilization of about 8°C for case of without strip matrix and 26 Wt-hours with stabilization of 4°C for case of inserted strip matrix. Input heat flux density - 3,2 W/cm². The decreasing in the package capacity is explained by following: some amount of paraffin had been put off to give space for matrix inserting. By the data extrapolation, the temperature evolution could be reach an amount of 26°C in the case if no any fusion occurs in paraffin.

CONCLUSION

A prototype of PCM package for possible applications in satellite thermal control was developed. A special feature of the prototype is the design of filler. The intermediate fins ensure the good thermal contact with base plates, and the performed strip matrix provides the sufficient area for heat exchange with PCM bulk.

Mathematical model allows to predict temperature and phase evolution in all elements of the package by analysis of two-dimension auxiliary problems. Effect of influence of contact thermal resistance between fins and matrix strip was studied with this model.

Experimental investigations showed the satisfactory integral performance of the PCM package for thermal stability

ACKNOWLEDGMENTS

This work could be accomplished thanks to supporting of FAPESP (SP-Brasil)

REFERENCES

- Abhat A, Grill M. "Investigation of Phase Change Material (PCM) Devices for Thermal Control Purposes in Satellites". *AIAA Paper* 74-728, July 1974.
- Alves C.L.F. "Armazenamento Térmico com Mudança de Fase com Tubos Cilíndricos Aletados". Tese de Doutorado em Ciências, Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA), Divisão de Engenharia Macânica Aeronáutica, Brazil, 1983.
- Beck J.V. "Green's Function Solution for Transient Heat Conduction Problems". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.27, pp 1235-1244, 1984.
- Crank J. "The Mathematics of Diffusion". Clarendon Press, Oxford, 1975.
- Fixter, S.Z. "Satellite Thermal Control using Phase Change Materials". *Journal of Spacecraft and Rockets*, vol.3, No 9, 1966.
- Griggs E.I., Humphries W/R. "A Design Handbook for Phase Change Thermal Control and Energy Storage Devices". NASA Technical paper 1074, 1977.
- Hale D.V., Hoover M.J., O'Neill M.J. "Phase Change Materials Handbook". NASA Report CR-61363. Lockheed Missiles and Space company. 200p. 1971.
- Hunter L.W., Kuttler J.R. "The Enthalpy Method for Heat Conduction Problems with Moving Boundaries". *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.111, pp 239-242, May 1989.
- Keltner N.R., Beck J.V. "Unsteady Surface Element Method". *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.103, pp 759-764, 1981.
- Lapidus L., Pinder G.F. "Numerical Solution of Partial Differential Equations in Science and Engineering". John Wiley&Sons, Inc., 1982.
- Özisik M.N. "Heat Conduction". J.Wiley&Sons, 1980.
- Salt H. "Transient Conduction in Two-Dimensional Composite Slab - 1. Theoretical Development of Temperature Modes". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.26. No.11, pp 1611-1616, 1983.
- Shamsundar N. Diffusion Problems with Moving Boundaries. In: "Moving Boundary Problems", edited by D.G.Wilson, Alan D. Solomon, Paul T. Boggs, Academic Press, 1978.
- Shamsundar N., Sparrow E.M., "Analysis of Multidimensional Conduction Phase Change via the Enthalpy Model". *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol.97, No 3, pp 333-340, 1975.
- Yanenko N.N. "The Method of Fractional Steps". M.Holt translation from Russian. Spinger Verlag, 1971.

UNSTEADY NATURAL CONVECTION ALONG SATURATED AND NON-SATURATED VERTICAL FLAT POROUS PLATES, WITH VARIABLE PROPERTIES

Ferreira, W. R.

Departamento de Engenharia Mecânica - UFMG - Av. Antônio Carlos, 6627
31.270 - 901 - Belo Horizonte - MG - Brazil

ABSTRACT

This paper presents a numerical study of unsteady natural convection along a saturated flat plate which makes use of a finite difference fully implicit scheme. It supplements a recent paper (Ferreira et al, 1995) by presenting data on Nusselt and Sherwood numbers for conditions when the wall temperature is lower than the ambient one, which are typical in drying studies. The analysis and data show that an ascending flow can happen, despite the fact that the wall temperature is lower than the ambient one. Additionally, the data show that above 60°C similarity solutions will not give accurate values for dimensionless parameters. The data herein contained should be of value for drying studies and design.

INTRODUCTION

Fluid flow phenomena under simultaneous influence of concentration and temperature gradients have recently gained increased interest. In technology some examples of flows driven by the simultaneous action of temperature and concentration are drying processes, thermal comfort, transpiration cooling and condensation in the presence of a non-condensing gas, evaporation from lakes and meteorological studies. Natural convection boundary layer problems may be classified according to the level of simplifying assumptions. Thus natural convection problems may: 1. include Boussinesq's assumptions or 2. not; 3. include the effect of variable properties with temperature and concentration or 4. not; 5. include the effect of species transport or 6. not; 7. include wall injection or 8. not; 9. include wall blowing effect due to species diffusion and convection or 10. not. As to the solution strategy, the methodologies may involve similarity or non-similarity solutions and other finite difference schemes. A review on the solutions strategies available for the different cited problems can be found in Ferreira et al. (1993-a,b), Chen and Yuh (1979), Fu and Du, (1988) and Ede (1967).

Numerical solutions for a class of natural convection problems, which include the effect of variable properties and blowing effect at the wall, due to species concentration gradients, have not been found in the available literature. Ben Nasrallah and Arnaud (1985) have studied the evaporative process over a vertical heated flat plate, with a variable imposed wall heat flux. However, no fluid normal velocity (either due to the evaporation itself or injection), was allowed. In a following work (Ben Nasrallah and Arnaud, 1989), they analyzed the natural drying of a vertical porous plate, by associating their natural convection solutions with the porous plate drying equations. One of the main interests of the present paper is to present a methodology for solving natural convection problems, aiming at drying studies, which is more general than the ones presented by Nasrallah and Arnaud (1985).

Recently, Ferreira et al.(1995) presented a non-similar finite difference solution to the coupled natural convective heat, mass, momentum and species diffusion for saturated and unsaturated plates, which expanded and is corroborated by a previous theoretical and experimental study (Ferreira et al.,1993a-b). In his study, Ferreira et al. (1995) included the effect of changing wall and environment temperatures and concentrations on Sherwood and Nusselt numbers and wall blowing velocities. The study, however, was restricted to wall temperatures higher than the environmental ones. The solution strategy was based on a

fully implicit finite-difference scheme by Key Kwon, Pletcher and Delaney (1988).

This present work expands Ferreira et al.'s (1995) study in order to take into account the problems involving opposing buoyancy effects due to mass and thermal diffusion, and, as classified in the first paragraph, problems 2,3,5,7 and 9. Thus, both the cases of wall temperatures higher than or lower than the environmental ones are considered. Accuracy of the solutions were investigated by means of existing steady state solutions for similar problems and by making use of the cited non-similar boundary layer solver, previously developed.

METHODOLOGY

The problem to be studied consists of the natural convection, including species concentration effects, from a porous flat vertical wall as shown in Fig. 1. The surface is assumed to be permeable to water vapor. The methodology to be presented applies to variable properties; it means that the thermodynamic and transport properties may depend on both temperature and absolute humidity.

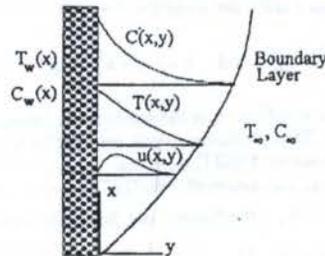


Figure 1. Schematics of the physical-mathematical model for natural convection

Governing equations. Boussinesq's approximation is not assumed in this work. By taking the natural boundary layer flow to be unsteady, two-dimensional, with variable properties, the governing equations can be written as:

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (1)$$

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = \rho g_x (\rho_w - \rho) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (2)$$

$$c_p \rho \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3)$$

$$\rho \frac{\partial C}{\partial t} + \rho u \frac{\partial C}{\partial x} + \rho v \frac{\partial C}{\partial y} = - \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho D \frac{\partial C}{\partial y} \right) \quad (4)$$

where x and y are, respectively, coordinates along and normal to the stream-wise direction; t , time; u and v , the velocity components in the x and y directions; T , temperature; C , water vapor concentration (vapor mass/humid air mass); ρ , c_p , μ , k , and D , the fluid density, specific heat, viscosity, thermal conductivity, and mass diffusivity, respectively.

The associated boundary and initial conditions are:

$$u(x,0,t) = 0, \quad v(x,0,t) = v_w(x), \quad C(x,0,t) = C_w(x) \\ T(x,0,t) = T_w(x), \quad u(x,y \rightarrow \infty,t) = 0 \quad (5)$$

$$T(x,y \rightarrow \infty,t) = T_\infty, \quad C(x,y \rightarrow \infty,t) = C_\infty$$

$$u(x,0,0) = 0; \quad v(x,0,0) = 0; \quad T(x,0,0) = T_w(x) \\ \text{at } y \rightarrow \infty \quad u(x,y,0) = 0 \quad (6)$$

The physical quantities of interest include the local wall shear stress τ_w , the local Nusselt number (Nu_x) and the local Sherwood number (Sh_x) defined, respectively, by:

$$\tau_w = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \quad (7)$$

$$Nu_x = -x \frac{(\partial T / \partial y)_{y=0}}{(T_w - T_\infty)}; \quad Sh_x = -x \frac{(\partial C / \partial y)_{y=0}}{(C_w - C_\infty)} \quad (8)$$

If constant properties are assumed and if, further, similarity is assumed, the governing equations (Eqs.1-4) can be transformed into a set of three coupled ordinary differential equations by means of the following coordinate transformations (Chen and Yuh, 1979):

$$\psi = 4vcx^{3/4}F(\eta), \quad \eta = \frac{yc}{x^{1/4}} \quad \text{where } c^4 = \frac{g(\rho_w - \rho_w)}{4V_\infty^2 \rho_w} \quad (9)$$

and the velocities u and v are given by:

$$u = 4vc^2 x^{1/2} F'(\eta) \quad \text{and} \quad v = (vc/x^{1/4})[\eta F' - 3F] \quad (10)$$

In these equations, η is the similarity variable, and ψ the stream function. These transformations are applied if prescribed boundary conditions for T and C are given.

Defining the Grashoff number as usual, by $Gr_x = g[\rho_w - \rho_w]x^3 / v^2 \rho_w$, the Nusselt and Sherwood local numbers can be expressed by: $Nu_x = -\theta'(0)(Gr_x/4)^{1/4}$ and $Sh_x = -\lambda'(0)(Gr_x/4)^{1/4}$ where, $\theta'(0)$ and $\lambda'(0)$ are the dimensionless temperature and concentration gradients at the wall and will be called **modified local Nu and Sh**, respectively.

If the dimensionless numbers are written in the modified forms: $Nu^* = \overline{Nu} / Ra_x^{1/4}$ and $Sh^* = \overline{Sh} / Ra_x^{1/4}$, then, for constant property solutions, it can be proved that the **modified average Nu and Sh**, Nu^* , and Sh^* , depend solely on the associated Prandtl number (Pr) [Burnmeister, 1984].

In order to have an easier insight of the variation of the dimensionless numbers with time, position and the effect of inclusion of variable properties, the above definitions for the

modified Nu and Sh will be used throughout this work. In the present work the investigated flow conditions have been held in the laminar convection domain.

There are several physical situations in natural convection where a blowing or suction condition exists. An example is porous medium drying. In this work, the blowing velocity caused by the concentration gradients close the wall was considered. If the diffusive and induced flows are considered, the total flow at the wall is given by:

$$\dot{m} = \rho [C_1 v_w - D_{12} (\partial C_1 / \partial y)_{y=0}] = \rho v_w \quad (11)$$

Rearranging and using the transformation cited above, the blowing velocity can be calculated as:

$$v_w = - \frac{D}{1 - C_w} (C_w - C_\infty) \left(\frac{Gr_x}{4} \right)^{1/4} \frac{\lambda'(0)}{x} \quad (12)$$

From this equation, the parameter $v_w x / [v(Gr_x/4)^{1/4}]$ is called, in this work, **blowing parameter**, by analogy to the forced convection nomenclature (see [Burnmeister, 1983]).

The above expressions for Nu , Nu^* , Sh , Sh^* and v_w , apply for constant property problems. However, they will be used in this work in order to ascertain the degree of dispersion of the numerical solution with respect to the associated similar problem solution.

Numerical Discretization Scheme and Solution.

Equations (1 to 4) were discretized by using the following fully-implicit finite-difference scheme as

$$\frac{1}{4\Delta t} (\rho_{i,j}^{n+1} + \rho_{i,j-1}^{n+1} + \rho_{i-1,j}^{n+1} + \rho_{i-1,j-1}^{n+1} - \rho_{i,j}^n - \rho_{i,j-1}^n - \rho_{i-1,j}^n - \rho_{i-1,j-1}^n) + \\ \frac{1}{2\Delta x} [(\rho u)_{i,j}^{n+1} + (\rho u)_{i,j-1}^{n+1} - (\rho u)_{i-1,j}^{n+1} + (\rho u)_{i-1,j-1}^{n+1}] + \frac{1}{\Delta y} [(\rho v)_{i,j}^{n+1} - (\rho v)_{i,j-1}^{n+1}] \quad (13)$$

$$\rho_{i,j}^{n+1} \left\{ \frac{u_{i,j}^{n+1} - u_{i,j}^n}{\Delta t} + u_{i,j}^{n+1} \left[\frac{u_{i,j}^{n+1} - u_{i-1,j}^{n+1}}{\Delta x} \right] + v_{i,j}^{n+1} \left[\frac{u_{i,j+1}^{n+1} - u_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta y} + \Delta y \right] \right\} + \\ + \frac{2}{\Delta y} \left(\mu^* \frac{u_{i,j+1}^{n+1} - u_{i,j}^{n+1}}{\Delta y} - \mu^{**} \frac{u_{i,j}^{n+1} - u_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta y} \right) \quad (14)$$

$$(c_p \rho)_{i,j}^{n+1} \left\{ \frac{T_{i,j}^{n+1} - T_{i,j}^n}{\Delta t} + u_{i,j}^{n+1} \left[\frac{T_{i,j}^{n+1} - T_{i-1,j}^{n+1}}{\Delta x} \right] + v_{i,j}^{n+1} \left[\frac{T_{i,j+1}^{n+1} - T_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta y} + \Delta y \right] \right\} + \\ + \frac{2}{\Delta y} \left(k^* \frac{T_{i,j+1}^{n+1} - T_{i,j}^{n+1}}{\Delta y} - k^{**} \frac{T_{i,j}^{n+1} - T_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta y} \right) \quad (15)$$

$$\rho_{i,j}^{n+1} \left\{ \frac{C_{i,j}^{n+1} - C_{i,j}^n}{\Delta t} + u_{i,j}^{n+1} \left[\frac{C_{i,j}^{n+1} - C_{i-1,j}^{n+1}}{\Delta x} \right] + v_{i,j}^{n+1} \left[\frac{C_{i,j+1}^{n+1} - C_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta y} + \Delta y \right] \right\} + \\ + \frac{2}{\Delta y} \left(\rho D^* \frac{C_{i,j+1}^{n+1} - C_{i,j}^{n+1}}{\Delta y} - \rho D^{**} \frac{C_{i,j}^{n+1} - C_{i,j-1}^{n+1}}{\Delta y} \right) \quad (16)$$

$$\text{where } \mu^* = \frac{\mu_{i,j+1}^{n+1} + \mu_{i,j}^{n+1}}{2}; \mu^{**} = \frac{\mu_{i,j}^{n+1} + \mu_{i,j-1}^{n+1}}{2}; \text{ and, } k^*, k^{**}, \rho D^* \text{ and } \rho D^{**} \text{ are defined in an analogous way.}$$

The above discretization scheme, fully implicit in time, was solved by making use of the following steps and procedures:

1. Subdivide the x - y domain by means of a geometric progression spacing so that:

- distance between any two points y_j and $y_{j-1} = \Delta y_j = K_y \Delta y_{j-1}$ where $K_y > 1$;
 - distance from the origin ($y=0$) to node $j = y_j = \Delta y_1 (K_y^j - 1) / (K_y - 1)$;
 - total number of points = $N_y = \ln[1 + (K_y - 1)(y_{max} - \Delta y_1)] / \ln(K_y)$
 - apply the same technique for the x -direction subdivisions.
2. Assign the boundary and initial conditions to the dependent variables. Make $x = \Delta x_i$ and $t = \Delta t$.
 3. Solve the non-linear discretized x -momentum equations, at all y -positions and the given x -position (streamline stations) by means of Newton-Raphson's method; assume that all dependent variables are constant, with the exception of $u_{i,j}^{n+1}$, $u_{i,j-1}^{n+1}$ and $u_{i,j+1}^{n+1}$; solve the resulting system of linearized equations by means of the tridiagonal matrix solver algorithm (TDMA); iterate till convergence at a specified error level.
 4. Solve the y -momentum equation directly, by means of the TDMA and by making analogous assumptions as in 3.
 5. Solve for the energy and species conservation equations by making use of the arguments similar to the ones specified in 3, above.
 6. Return to 3 above and iterate till convergence of all dependent variables.
 7. Update all dependent variables.
 8. Advance to the next x -station and return to 3, above, till the plate length is reached
 9. Increment the time, make $x = \Delta x$, and go back to 3, till the full simulation is finished

RESULTS AND DISCUSSION

Extensive simulations were run and compared against available similarity and non-similarity solutions and experimental data concerning natural convection problems and, the results are not shown since they agreed with the literature data.

All the results to be discussed can be obtained if the following data for spatial and temporal discretization are used: $\Delta t = 5 \times 10^{-3}$ s; $\Delta x_1 = 1 \times 10^{-4}$; $\Delta y_1 = 1 \times 10^{-5}$; L_x = plate length = 4.5 m; L_y = maximum distance normal to the plate = 0.5 m; simulation = 20 s; convergence criterion = 10^{-4} . These values warrant convergence and accuracy, but, definitely, are not optimized (in terms of computer storage and CPU time) for all the simulated conditions.

The main interest in this work was to present the effects of naturally induced mass transport and variable properties on heat and mass transfer coefficients. To this effect several simulation runs were undertaken and the main results are shown below. The simulations involved the cases where wall temperatures were taken to be greater and smaller than the ambient temperatures. For brevity, the different cases studied will be called A, B, etc. Also, the ambient concentration was kept constant at $C_w = 0.0145$ kg of vapor/kg of humid air, for all cases studied. The effect of varying ambient concentration is shown in another work (Ferreira et al., 1995).

The simulation results (not all shown here for brevity) show that, when the ambient temperature was varied from 60 to 98°C, and the saturated wall temperature was kept at 40°C ($C_w = 0.0465$ kg/kg) (case A):

- Both Nu^* and Sh^* had an increase of 12.5% with respect to their values at 60°C when the temperature increased to 98°C (Fig. 2). The blowing parameter can be taken as constant (within an error of 1%) with a value of 0.0230.
- Nu^* increases with temperature, when no mass diffusion is considered ($C_w = C_\infty$); due to the absence of blowing (which reduces gradients at the wall) Nu^* under conditions of no mass

diffusion are consistently larger than the values obtained when mass diffusion is considered.

- All solutions could be considered as similarity solutions, since Nu^* , Sh^* and V_w^* did not change along the streamwise direction, for all cases studied.

On the other hand, case B, if the wall and ambient concentrations are kept the same as above ($C_w = 0.0465$ kg/kg), and if the ambient temperature is kept at 40°C, while the wall temperature varies, then:

- Nu^* and Sh^* increase by approximately 9% when the wall temperature increases from 60 to 98°C (Fig. 3). V_w^* remains practically unchanged at 0.0288, higher than corresponding value of case A. All solutions could be considered as similarity solutions.
- Additional information on the effect of concentration when the ambient is at a lower temperature can be found in Ferreira et al. (1995).

When the ambient temperature was varied from 80 to 98°C, and the saturated wall temperature was kept at 60°C ($C_w = 0.1330$ kg/kg) (case C):

- All solutions could not be considered as similarity solutions (Figs. 4, 5 and 6).
- Nu^* , Sh^* and V_w^* increased along the wall. The longer the distance along the wall the more the solution resembled a similarity solution.

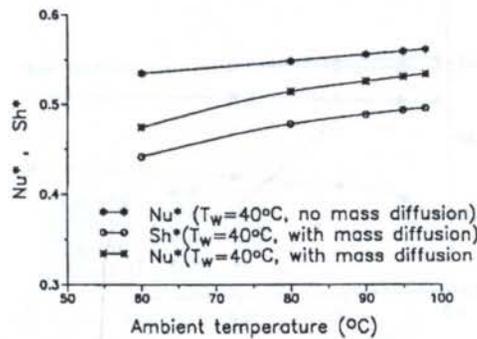


Figure 2. Effect of the room temperature on Nu^* and Sh^* with and without mass diffusion. In all cases, $C_w = 0.0145$ kg of vapor/kg of humid air and $C_w = 0.0465$ kg/kg

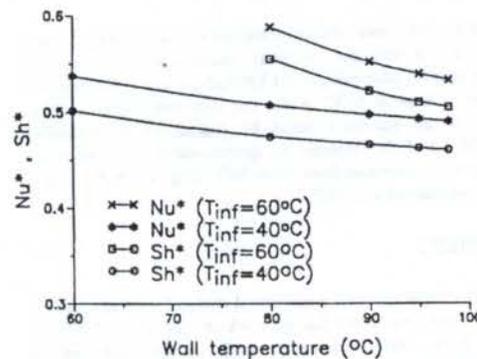


Figure 3. Effect of the saturated wall temperature on Nu^* and Sh^* when the room conditions are kept fixed at 40°C and 60°C. In all cases, $C_w = 0.0145$ kg of vapor/kg of humid air.

- An interesting fact occurs at 80°C. The wall humid air density becomes smaller than the ambient air and, consequently, the

flow reverses and becomes directed upward, although the wall temperature remains smaller than the ambient one. Note the drastic variation of the associated modified parameters (Nu^* , Sh^* and V_w^*).

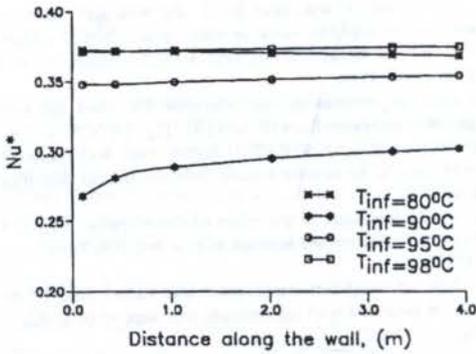


Figure 4. Effect of the room temperature on Nu^* when the wall was kept saturated. ($C_w=0.0145$ kg vapor/kg humid air; $C_w=0.133$ kg/kg)

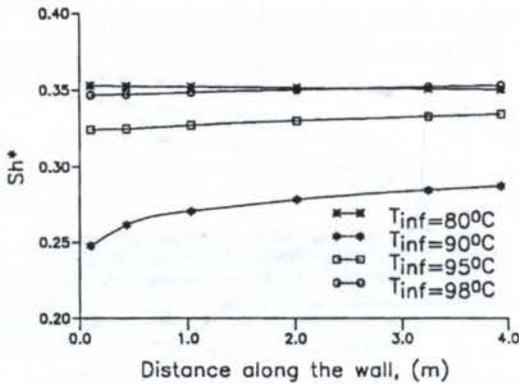


Figure 5. Effect of the room temperature on Sh^* when the wall was kept saturated. ($C_w=0.0145$ kg vapor/kg humid air; $C_w=0.133$ kg/kg)

If the wall and ambient temperatures are changed, case D, that is, if the wall and ambient concentrations are kept the same as in case C, above ($C_w = 0.1330$ kg/kg), and if the ambient temperature is kept at $60^{\circ}C$, while the wall temperature varies, then (Fig. 3) all solutions could be considered as similarity solutions. Nu^* and Sh^* increase by approximately 10% when the wall temperature increases from 80 to $98^{\circ}C$ (Fig. 3). V_w^* remains practically unchanged at 0.0125 .

CONCLUSIONS

This paper presents a numerical study of unsteady natural convection along a saturated flat plate which makes use of a finite difference fully implicit scheme which is not restricted to similarity conditions and can handle variable property problems. It supplements a recent paper (Ferreira et al, 1995) by presenting data on Nusselt and Sherwood numbers for conditions when the wall temperature is lower than the ambient one, which are typical of drying studies. A comparison is made against the condition when the ambient temperature is lower than the wall temperature. The analysis and data show that an ascending flow can happen,

despite the fact that the wall temperature is lower than the ambient one, as long as the wall density is smaller than the ambient one and this fact changes drastically the associated Nu and Sh . Additionally, the data show that above $60^{\circ}C$ similarity solutions will not give accurate values for dimensionless parameters.

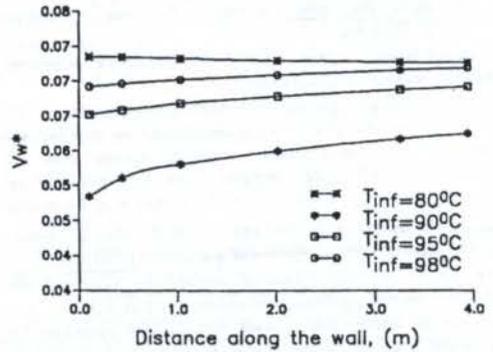


Figure 6. Effect of the room temperature on V_w^* when the wall was kept saturated. ($C_w = 0.0145$ kg vapor/kg humid air; $C_w=0.133$ kg/kg)

Acknowledgments

The author acknowledges the financial support granted by FAPEMIG (Minas Gerais State Foundation for Research Support) to research project TEC-822 and CNPq (National Council for Scientific and Technological Development)

REFERENCES

1. Ben Nasrallah, S. and Arnaud, G. "Evaporation en convection naturelle sur une plaque verticale chauffée à flux variable." *J. Applied Mathematics and Physics*, vol.36, pp. 105-119, 1985.
2. Ben Nasrallah, S. and Arnaud, G. "Etudes des transferts bidimensionnels de chaleur et de masse lors du séchage par convection naturelle d'une plaque poreuse verticale chauffée par un flux constant," *Int.J.Heat Mass Transfer*, vol.32, pp.1529-39, 1989.
3. Burmeister, L.C. *Convective Heat Transfer*, John Wiley, New York, 1983, 790p.
4. Chen, T.S. and Yuh, C.F. "Combined heat and mass transfer in natural convection on inclined surfaces", *Numerical Heat Transfer*, vol.2: 233-250, 1979.
5. Ede, A.J. "Advances in free convection", *Adv. in Heat Transfer*, Vol. 4, pp. 1-64, 1967
6. Ferreira, W.R.; Fortes, M. and Breton, J.L. "A numerical and experimental study of natural convective heat and mass transfer from a vertical porous plate. I. Numerical analysis", *Drying Technology*, vol.11, pp.1657-1684, 1993a.
7. Ferreira, W.R.; Fortes, M. and Durou, C. "A numerical and experimental study of natural convective heat and mass transfer from a vertical porous plate. II.Holographic interferometry experimental analysis", *Drying Technology*, vol.11, pp.1685-1712, 1993b.
8. Ferreira, W.R.; Fortes, M. and Haghighi. "Transient analysis of natural drying-induced boundary layers", ASAE paper no. 956779, ASAE International Summer Meeting, Chicago, June, 1995.
9. Fu, W.S. and Duh, F.C. "Combined heat and mass transfer in natural convection on a vertical flat plate". *Int. Comm. Heat Mass Transfer*, Vol. 15, pp. 179-191, 1988.
10. Key Kwon, O.; Pletcher, R.H. and Delaney, R.A. "Solution Procedure for Unsteady Two-dimensional Boundary Layers", *Journal of Fluids Engineering*, vol.110, pp.69-75, 1988

EBULIÇÃO E CONDENSAÇÃO

DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO MATEMÁTICO PARA UM SISTEMA COMPOSTO POR UM COMPONENTE ELETRÔNICO E UM MATERIAL DE MUDANÇA DE FASE USADO NA SUA REFRIGERAÇÃO.

Douglas Nascimento
Orosimbo Andrade de Almeida Rego
Universidade Federal de Uberlândia - DEI:ME

RESUMO

Desenvolve-se um modelo matemático para estudar, de maneira acoplada, o comportamento de uma unidade composta por um componente eletrônico (C.E.) com geração interna de calor e um material de mudança de fase (M.M.F.) utilizado na sua refrigeração. A geometria do conjunto é plana, verticalmente simétrica e o mesmo é refrigerado por convecção para um agente externo. É considerada a convecção natural na fase líquida do M.M.F.. São apresentados resultados na forma de frentes de fusão e de solidificação do M.M.F. e do comportamento da temperatura num ponto crítico do C.E. para diferentes geometrias e parâmetros de transferência de calor.

INTRODUÇÃO

A utilização de materiais de mudança de fase (M.M.F.) no controle de temperatura de dispositivos eletrônicos, tem sido objeto de interesse de diferentes pesquisadores (Alves e outros, 1986), (Ferreira e outros, 1993). Este controle é baseado no aproveitamento do calor latente desses materiais no processo de fusão, para dissipar o calor gerado nos componentes, mantendo-os em operação nos níveis de temperatura desejados. Estudos do comportamento do M.M.F. durante processos de solidificação e fusão em armazenadores térmicos (Bathelt e outros, 1979), (Brasil e Mendes, 1985) e (Rego, 1991), na forma de trabalhos experimentais e numéricos, tem sido realizados para diferentes condições de contorno como convecção para um fluido de aquecimento / resfriamento ou fluxo de calor especificado, para configurações planas ou cilíndricas, levando em consideração a circulação na fase líquida do M.M.F..

A finalidade do presente trabalho foi desenvolver um modelo matemático, que simulasse o comportamento do M.M.F. e do componente eletrônico (C.E.) que se deseja controlar a temperatura, de maneira acoplada, diferentemente do que foi realizado em outros trabalhos.

Assim, o modelo para uma geometria plana, simétrica e semi-infinita, leva em consideração a geração interna de calor no componente, a circulação devido a convecção natural, na fase líquida do M.M.F., e as perdas por convecção do conjunto CE/MMF para um agente externo de refrigeração.

No presente trabalho são apresentados resultados obtidos através do modelo, na forma de frentes de fusão e solidificação, curvas isotérmicas no conjunto CE/MMF, curvas de temperatura no ponto crítico do C.E. com diferentes relações de espessura para o conjunto e balanços térmicos do sistema, na forma de calores trocados com o exterior e armazenados no conjunto.

FORMULAÇÃO

A Figura 1 apresenta o esquema do conjunto CE/MMF a ser estudado, onde também é apresentada a nomenclatura utilizada na formulação do problema.

O modelo é verticalmente simétrico, com a geração interna de calor homogênea no interior do componente eletrônico bem como a convecção nas paredes externas do conjunto.

O calor latente de fusão é formulado utilizando-se o modelo proposto por (Bonacina e outros, 1973) e apresentado de forma mais detalhada em (Rego, 1991). Já o efeito da convecção natural na fase líquida é considerado utilizando-se a hipótese de Boussinesq na equação da conservação da quantidade de movimento.

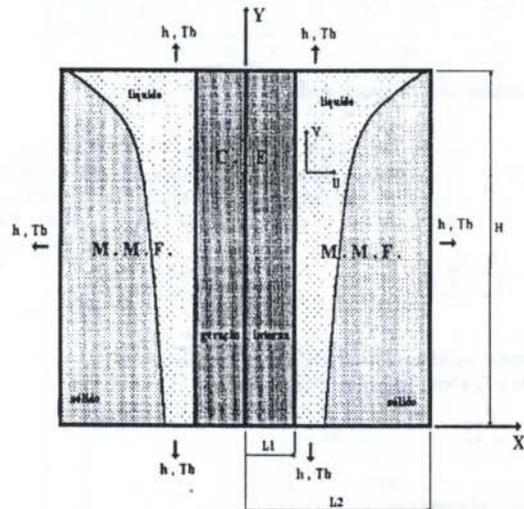


Figura 1 - Esquema do conjunto CE/MMF e nomenclatura.

As equações adimensionais, conservativas em coordenadas cartesianas que descrevem o problema são :

MASSA

$$\left(\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} \right) = 0 \tag{1}$$

MOVIMENTO NA DIREÇÃO HORIZONTAL

$$\bar{\rho} \left(\frac{\partial U}{\partial Fo} + \frac{\partial(U^2)}{\partial X} + \frac{\partial(UV)}{\partial Y} \right) = Pr \left(\frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) - \frac{\partial P}{\partial X} \tag{2}$$

MOVIMENTO NA DIREÇÃO VERTICAL

$$\bar{\rho} \left[\frac{\partial V}{\partial Fo} + \frac{\partial(UV)}{\partial X} + \frac{\partial(V^2)}{\partial Y} \right] = Pr \left(\frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right) - \frac{\partial P}{\partial Y} + Pr \cdot Ra \cdot \theta \quad (3)$$

ENERGIA

$$\bar{\rho} \left[\frac{\partial \theta}{\partial Fo} + \frac{\partial(U\theta)}{\partial X} + \frac{\partial(V\theta)}{\partial Y} \right] = \frac{\bar{k}}{Cp} \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} \right) + G \quad (4)$$

onde :

$$X = \frac{x}{H} \quad e \quad Y = \frac{y}{H} \quad (5)$$

são as coordenadas adimensionais,

$$U = \frac{u}{u_0} \quad e \quad V = \frac{v}{v_0} \quad (6)$$

as velocidades adimensionais, sendo

$$u_0 = \frac{\alpha_1}{H} \quad e \quad \alpha_1 = \frac{k_1}{\rho_1 \cdot Cp_1} \quad (7)$$

$$\theta = \frac{(T - T_{mf})}{(T_{mf} - T_{tr})} \quad (8)$$

é a temperatura adimensional, sendo T_{mf} a temperatura de fim de fusão e T_{tr} a temperatura de início de fusão,

$$P = \frac{p}{\rho_1 \cdot u_0^2} \quad (9)$$

é a pressão adimensional,

$$Fo = \frac{t \cdot \alpha_1}{H^2} \quad (10)$$

o número de Fourier.

$$G = \frac{Q''}{Cp_{c.e.}} \quad (11)$$

é o termo de geração interna adimensional, sendo

$$Q'' = \frac{q'' \cdot H^2}{k_1 (T_{mf} - T_{tr})} \quad (12)$$

Os números de Biot e de Rayleigh são respectivamente :

$$Bi = \frac{h \cdot H}{k_{mmf \text{ ext}}} \quad e \quad Pr = \frac{\nu_1}{\alpha_1} \quad (13)$$

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot H^3 \cdot (T_{mf} - T_{tr})}{\nu_1 \cdot \alpha_1} \quad (14)$$

Para as propriedades do C.E. :

$$\bar{k}_{c.e.} = \frac{k_{c.e.}}{k_1}; \quad \bar{\rho}_{c.e.} = \frac{\rho_{c.e.}}{\rho_1}; \quad \bar{Cp}_{c.e.} = \frac{Cp_{c.e.}}{Cp_1} \quad (15)$$

Para as propriedades do M.M.F. :

$$\bar{k}_{m.m.f.} = \frac{k_{m.m.f.}}{k_1}; \quad \bar{\rho}_{m.m.f.} = \frac{\rho_{m.m.f.}}{\rho_1}; \quad \bar{Cp}_{m.m.f.} = \frac{Cp_{m.m.f.}}{Cp_1} \quad (16)$$

As condições de contorno e condições iniciais são dadas por :

$$\frac{\partial \theta}{\partial X} = 0 \quad \text{em } X = 0$$

$$U=0; V=0 \quad \text{em } X = \bar{L}1$$

$$U=0; V=0; \frac{\partial \theta}{\partial X} = -Bi (\theta + C2) \quad \text{em } X = \bar{L}2$$

$$U=0; V=0; \frac{\partial \theta}{\partial Y} = Bi (\theta + C2) \quad \text{em } Y = 0$$

$$\frac{\partial U}{\partial Y} = 0; V=0; \frac{\partial \theta}{\partial Y} = -Bi (\theta + C2) \quad \text{em } Y = 1$$

$$\frac{\partial P}{\partial X} = 0 \quad \text{em } X = \bar{L}1 \text{ e em } X = \bar{L}2 \quad (17)$$

$$\frac{\partial P}{\partial Y} = 0 \quad \text{em } Y = 0 \text{ e em } Y = 1$$

$$U=U_i; V=V_i; \theta=\theta_i \quad \text{para } Fo = 0$$

onde :

$$C1 = -\frac{H \cdot T_{mf}}{T_{mf} - T_{tr}}; \quad C2 = \frac{T_{mf} - T_b}{T_{mf} - T_{tr}}; \quad \bar{L}1 = \frac{L1}{H}; \quad \bar{L}2 = \frac{L2}{H}$$

Define-se o calor gerado adimensional por :

$$Q_* = \frac{L1 \cdot H \cdot \int q'' \cdot dt}{\rho_1 \cdot V_{mmf} \cdot CLF} \quad (18)$$

onde V_{mmf} é o volume do material de mudança de fase definido por $V_{mmf} = L \cdot H$ e CLF é o calor latente de Fusão.

O calor armazenado adimensional no C.E. é dado por :

$$Q_{a.c.e} = \frac{\int_0^1 \int_0^1 \rho \cdot C_p \cdot (T - T_i) \cdot dx \cdot dy}{\rho_1 \cdot V_{m.m.f.} \cdot CLF} \quad (19)$$

O calor armazenado adimensional no M.M.F. por :

$$Q_{a.m.m.f} = \frac{\int_0^1 \int_0^1 \rho \cdot C_p \cdot (T - T_i) \cdot dx \cdot dy}{\rho_1 \cdot V_{m.m.f.} \cdot CLF} \quad (20)$$

O calor perdido adimensional nas paredes do M.M.F. por :

$$Q_p = \frac{Q_p^*}{\rho_1 \cdot V_{m.m.f.} \cdot CLF} \quad (21)$$

onde :

$$Q_p^* = h \left[\int_0^1 \int_0^1 (T - T_i)_{x=0} dy dt + \int_0^1 \int_0^1 (T - T_b)_{y=0} dx dt + \int_0^1 \int_0^1 (T - T_b)_{y=1} dx dt \right]$$

E finalmente para as propriedades do material de mudança de fase, com :

$$\bar{c}_{p_d} = \frac{C_{p_1}}{C_{p_2}} ; \bar{k}_d = \frac{k_1}{k_2} ; \bar{\rho}_d = \frac{\rho_1}{\rho_2} , \text{ vem :}$$

* Para $\theta < -1$

$$\bar{c}_p = \bar{c}_{p_d} ; \bar{k} = \bar{k}_d ; \bar{\rho} = \bar{\rho}_d$$

* Para $\theta > 0$

$$\bar{c}_p = ; \bar{k} = ; \bar{\rho} = 1 \quad (22)$$

* Para $-1 \leq \theta \leq 0$

$$\bar{c}_p = \frac{1 + \bar{c}_{p_d}}{2} + \frac{CLF}{(T_{mf} - T_m) \cdot C_{p_1}}$$

$$\bar{k} = \frac{\bar{k}_d + 1}{2} ; \bar{\rho} = \frac{\bar{\rho}_d + 1}{2}$$

A formulação apresentada foi resolvida numericamente utilizando-se a técnica dos volumes de controle finitos desenvolvida por (Patankar, 1980) para discretizar as equações. A solução obtida foi validada por (Rego, 1991) que comparou resultados experimentais, para a fusão e solidificação, de outros autores com os obtidos através do modelo numérico.

RESULTADOS

O material de mudança de fase (M.M.F.) utilizado nos resultados aqui apresentados foi a parafina da classe $C_{22}H_{44}$ com ponto de fusão $36,6^\circ C$. Os valores para densidade, condutividade e calor específico para C.E. e M.M.F. são mostradas na tabela 1 .

Tabela 1 - Propriedades do C.E. e do M.M.F.

	Densidade [Kg/m ³]	Condutividade [J/s.m.°C]	Calor Específico [J/Kg.°C]
C.E.	5360	59,9	322
M.M.F.	777,6	0,149	2218

São apresentados nas figuras seguintes, alguns resultados obtidos através do modelo, onde foram utilizados : Geração interna igual a $10^7 W/m^3$, $(L_2-L_1)/L_1 = 5,0$ com espessura do C.E. $L_1 = 0,0001$ e altura $H = 0,01$.

A figura 2 apresenta os valores dos calores : gerado no C.E., do armazenado no sistema CE/MMF e o perdido por convecção ao longo deste ensaio .

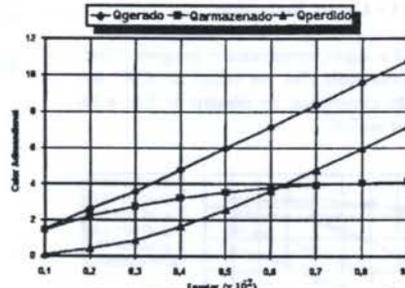


Figura 2 - Calores Envolvidos .

As figuras 3 e 4 apresentam as frentes de fusão e solidificação para um ensaio que inclui um processo em que o C.E. estaria gerando calor num certo intervalo de tempo, seguido de um processo de desligamento do mesmo. Neste ensaio Biot = 33,56 .

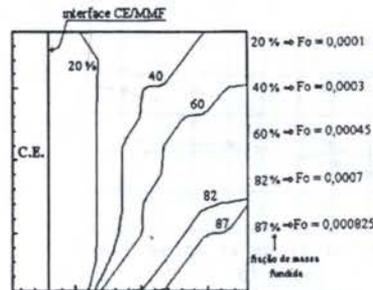


Figura 3 - Frentes de fusão .

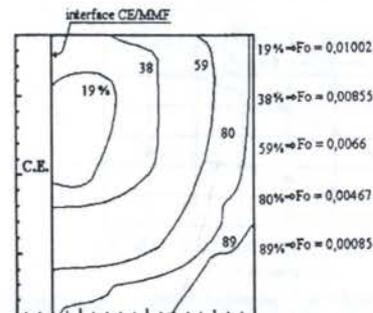


Figura 4 - Frentes de solidificação .

A figura 5 visualiza para um ensaio em que $Biot = 20,13$ e quando a fração de massa fundida está em 40 % no processo de fusão, os valores das isotérmicas no sistema CE/MMF.

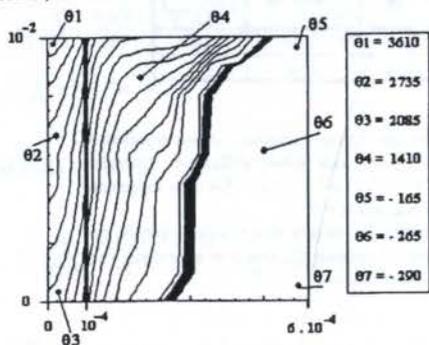


Figura 5 - Curvas isotérmicas.

As figuras 6, 7 e 8 a seguir, apresentam o comportamento da temperatura do ponto mais alto, no centro do C.E., em função da configuração geométrica, do número de Biot e da geração interna de calor no C.E..

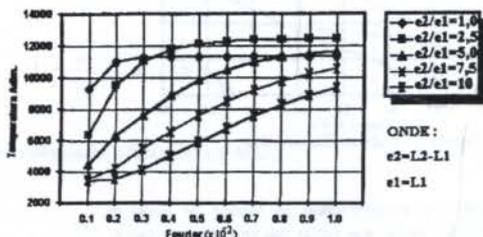


Figura 6 - Influência da geometria do sistema CE/MMF.

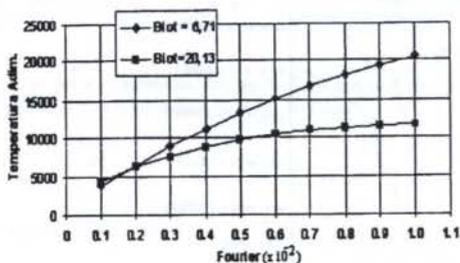


Figura 7 - Influência de Biot.

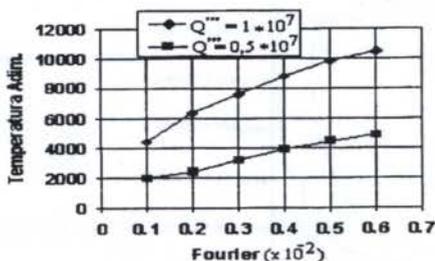


Figura 8 - Influência da Geração Interna.

CONCLUSÃO

Pode-se observar através dos resultados mostrados na Figura 2, que o modelo produz resultados consistentes onde os balanços térmicos ficam obedecidos. Nesta figura verifica-se que a soma do calor armazenado e perdido por convecção é praticamente igual ao calor gerado no C.E..

As figuras 3, 4 e 5 apresentam resultados semelhantes aos obtidos por (Ferreira e outros, 1993) que trabalharam com uma condição de fluxo de calor constante e os obtidos por (Rego, 1991) que os comparou com resultados experimentais. Em ambos os trabalhos, o procedimento numérico empregado é o mesmo aqui apresentado e os seus resultados foram utilizados durante o desenvolvimento do modelo para a sua validação.

É fato que o modelo para o conjunto CE/MMF aqui estudado é bastante simplificado no entanto podemos concluir, observando-se as figuras 6, 7 e 8, que o modelo aqui desenvolvido permite retirarmos conclusões importantes para o projeto e a construção desses sistemas de controle de temperatura de componentes eletrônicos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ALVES, C.L.F.; REGO, O.A.A. & TORO, P.G.P.; "Estabilização de Temperatura Dispositivos Eletrônicos através de Uso de Calor Latente"; *Anais do II Congresso Latino-Americano de Transferência de Calor e Matéria*; Volume I; pp 220-231; São Paulo - S.P.; Brasil; 1986.
- BATHELT, A.G.; VISKANTA, R.; & LEIDENFROST, W.; "Latent heat-of-Fusion Energy Storage : Experiments on Heat Transfer from Cylinders During Melting"; *ASME Journal of Heat Transfer*; Vol. 101; pp 453-458; 1979.
- BONACINA, C.; COMINI, G.; FASANO, A. & PRIMICERIO, M.; "Numerical Solution of Phase-Change Problems"; *International Journal of Heat and Mass Transfer*; Vol. 16; pp 1852-1832; 1973.
- BRASIL JR, A.C.P. & MENDES, P.R.S.; "Heat Transfer During Fusion in a Vertical Cylindrical Geometry"; *Anais do VII COBEM*; pp 205-208; São José dos Campos - S.P.; Brasil; 1985.
- FERREIRA, A.C.; REGO, O.A.A. & LIMA, L.C.; "Contribuição ao Estudo da Utilização de Materiais de Mudança de Fase em Sistemas de Arrefecimento de Componentes Eletrônicos"; *Anais do XII COBEM*; pp 645-648; Brasília - D.F.; Brasil; 1993.
- PATANKAR, S.V.; "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow"; Mc Graw-Hill; Hemisphere Publishing Corporation; 1980.
- REGO, O.A.A.; "Análise do Desempenho de Armazenadores Térmicos por Calor Latente de Eixo Vertical"; Tese de Doutorado; ITA-CTA; São José dos Campos - S.P.; Brasil; 1991.

ABSTRACT

A unit formed by an electronic device and a phase change material used for its refrigeration was simulated by a numerical model. The electronic device has an internal heat generation that is absorbed by the phase change material during its fusion. The behavior of the interphase solid-liquid, as well the variation on temperature at a critical point on the electronic device are shown for different heat transfer parameters.

**MÁQUINAS TÉRMICAS, CICLOS
TERMODINÂMICOS E PROPULSÃO**

Análise Exergética e Termoeconômica de Ciclos de Potência Baseados na Gaseificação da Biomassa e Utilização de Turbinas a Gás

Arnaldo C. Walter - Departamento de Energia
UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas - Brasil
Jorge Lagostera - Departamento de Energia
UNICAMP - Universidade Estadual de Campinas - Brasil

RESUMO

A tecnologia BIG GT - "Biomass Integrated-Gasifier Gas Turbine" -, tem sido objeto de estudo já há alguns anos. Esses ciclos, ainda em fase de desenvolvimento, estão sendo considerados para a produção de energia elétrica em larga escala, tanto no Brasil como em outros países do Mundo. Neste trabalho, o desempenho de sistemas do gênero, com o emprego de turbinas GE LM2500 integradas a gaseificadores de leito fluidizado, pressurizados e atmosféricos, é estudado do ponto de vista exergético. Uma análise termoeconômica também é desenvolvida para ambas configurações, tendo como base estimativas preliminares de custos de capital.

INTRODUÇÃO

Em todo o Mundo existe um certo interesse em torno da utilização de turbinas a gás em ciclos combinados, com o emprego de gás natural ou, ainda, de gases sintéticos derivados da gaseificação de biomassa ou de carvão mineral.

No caso da biomassa, a tecnologia BIG/GT - "Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine" - tem sido considerada de grande potencial. Entre os vários projetos de desenvolvimento existentes, um deles, envolvendo um consórcio internacional, prevê a construção de uma planta piloto no Nordeste do Brasil. Alguns estudos identificaram um potencial de 200 GW para sistemas do gênero, tendo por base florestas energéticas que seriam estabelecidas naquela região (Carpentieri et al., 1993).

Dois ciclos BIG/GT são aqui analisados, baseados em diferentes conceitos de gaseificação: (i) gaseificação em leito fluidizado pressurizado, e (ii) gaseificação em leito fluidizado atmosférico. Estes ciclos são descritos por Consonni & Larson (1994a), que apresentam informações detalhadas sobre os principais componentes e sobre todo o processo.

CÁLCULO DOS FLUXOS DE EXERGIA

As propriedades termodinâmicas da água e dos gases, necessárias à realização do trabalho, foram determinadas por meio de rotinas computacionais. A avaliação das propriedades da água é baseada nas correlações desenvolvidas por Keenan et al. (1978). As propriedades dos gases são determinadas pelas correlações apresentadas por Rivkin (1988), por correlações polinomiais que se ajustam aos dados apresentados em JANAF Tables (Chase, 1986), (Stull & Prophet, 1971) e pelas tabelas de propriedades termoquímicas organizadas por Barin (1993).

Um programa computacional foi construído com o emprego de rotinas modulares, permitindo a análise dos vários componentes do ciclo. Cada rotina desenvolve balanços de massa e de energia para os respectivos volumes de controle, sendo que a conservação dos elementos químicos é também imposta na câmara de combustão e no gaseificador. O mesmo programa calcula os fluxos de energia e de exergia nas principais linhas.

Consonni & Larson (1994b) analisaram o desempenho de ambos os ciclos nas condições ISO, enquanto no presente trabalho a temperatura de 25°C foi considerada. A alteração da condição ambiente impõe, essencialmente, mudanças nas condições de desempenho da turbina a gás. Na Tabela 1 são apresentados os resultados obtidos na simulação realizada.

Os resultados mais relevantes correspondentes à operação à 25°C são apresentados na Tabela 2, para o ciclo com gaseificador pressurizado, e na Tabela 3, para os sistemas atmosféricos. A identificação dos pontos pode ser feita nas Figuras 1 e 2.

Tabela 1 - Sumário da operação das configurações estudadas

	Configuração			
	Gaseificador Pressurizado		Gaseificador Atmosférico	
T_{amb} (°C)	15	25	15	25
TG - T_1 (°C) - entrada na turbina	1.147	1.143	1.147	1.147
TG - T_2 (°C) - saída da turbina	472	482	468	481
Potência da turbina a gás (MW)	20,00	18,10	23,50	21,50
Potência da turbina a vapor (MW)	10,60	10,50	8,80	8,30
Consumo biomassa (kg/s)	7,86	7,43	7,61	7,20

TEORIA DOS CUSTOS EXERGÉTICOS

A Teoria dos Custos Exergéticos - TCE - é uma técnica de contabilidade de custos que combina conceitos termodinâmicos e econômicos e permite a alocação de custos a cada fluxo de uma instalação térmica. Essa metodologia permite a identificação das ineficiências de cada equipamento e a quantificação, em termos monetários, da influência dessas ineficiências sobre o custo dos produtos. Sua aplicação possibilita um entendimento mais adequado de como os custos são formados em uma planta térmica, assim como a identificação da influência do custo do combustível e dos custos de capital sobre os produtos finais (Valero et al., 1994).

A TCE tem por base a consideração de que a exergia é a propriedade que realmente expressa o valor termodinâmico dos produtos energéticos. De acordo com essa teoria, a exergia que aporta um subsistema deve ser entendida como "combustível", enquanto o termo "produto" é usado para a exergia que contém os benefícios obtidos.

A incidência do combustível sobre o custo total depende da eficiência exergética de cada componente da instalação e, conseqüentemente, depende da própria definição de combustível e produto em cada equipamento.

Por outro lado, a repercussão das ineficiências de cada componente sobre os custos dos produtos depende do critério de alocação adotado. Valero et al. (1986) formularam procedimentos de determinação dos custos exergéticos baseados em algumas proposições fundamentais, as quais foram aplicadas à análise apresentada neste trabalho. A aplicação das referidas proposições, tal como formuladas, implica a alocação de custos entre os produtos comuns de um processo de forma proporcional à exergia de seus produtos.

ANÁLISE EXERGÉTICA

Quanto mais próximo da saída do sistema está um componente, maior é seu efeito no custo final do produto. Por essa razão, a baixa eficiência exergética de alguns componentes do ciclo a vapor tem grande impacto nos custos da eletricidade produzida.

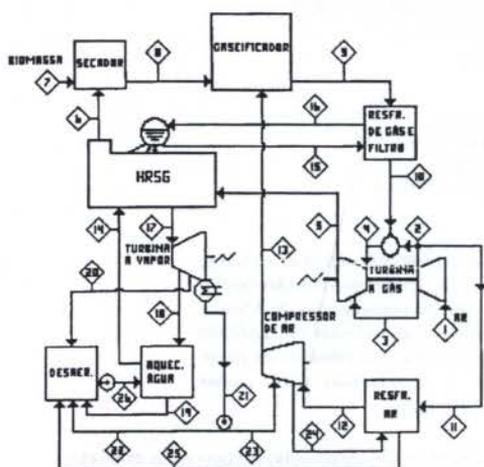


Figura 1 Esquema do sistema BIG/GT baseado em gaseificação pressurizada

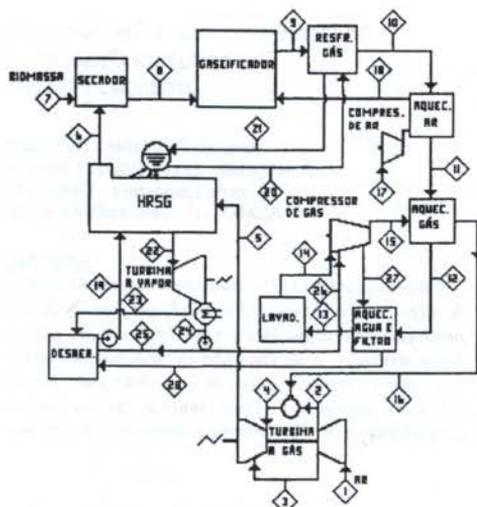


Figura 2 Esquema do sistema BIG/GT baseado em gaseificação atmosférica

Tabela 2: Fluxos principais para sistema BIG/GT baseado em gaseificação pressurizada ($T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$).

Ponto	Tipo	Fluxo/massa \dot{m} (kg/s)	Temperatura T ($^{\circ}\text{C}$)	Pressão p (MPa)	Energia B (MW)	Ponto	Tipo	Fluxo/massa \dot{m} (kg/s)	Temperatura T ($^{\circ}\text{C}$)	Pressão p (MPa)	Energia B (MW)
1	Ar umido	65,7	25	0,101325	0,136	14	Água	11,7	114	6,7	1,212
2	Ar umido	49,0	472	1,867	21,36	15	Água	6,59	283	6,7	2,525
3	Ar umido	9,18	472	1,867	4,002	16	Vapor	6,59	283	6,7	7,182
4	Gases	60,5	1143	1,811	64,39	17	Vapor	11,7	443	6,03	15,73
5	Gases	69,7	482	0,107	16,08	18	Vapor	0,07	150	0,300	0,049
6	Gases	69,7	184	0,104	4,479	19	Água	0,07	131	0,280	0,008
7	Biomassa	7,43	25	0,101	74,49	20	Vapor	0,02	110	0,143	0,013
8	Biomassa	4,37	70	0,101	74,37	21	Água	11,6	45	0,0096	0,610
9	Gás	11,5	954	2,860	63,88	22	Água	1,76	45	0,520	0,093
10	Gás	11,5	350	2,800	57,01	23	Água	9,86	45	0,520	0,523
11	Ar umido	7,00	472	1,867	3,050	24	Água	9,86	50	0,500	0,537
12	Ar umido	7,00	68	1,827	1,774	25	Água	9,86	120	0,480	1,016
13	Ar umido	7,00	102	3,040	2,119	26	Água	11,7	111	6,72	1,178

Tabela 3: Fluxos principais para sistema BIG/GT baseado em gaseificação atmosférica ($T_{amb}=25^{\circ}\text{C}$).

Ponto	Tipo	Fluxo/massa \dot{m} (kg/s)	Temperatura T ($^{\circ}\text{C}$)	Pressão p (MPa)	Energia B (MW)	Ponto	Tipo	Fluxo/massa \dot{m} (kg/s)	Temperatura T ($^{\circ}\text{C}$)	Pressão p (MPa)	Energia B (MW)
1	Ar umido	65,7	25	0,101325	0,136	15	Gás	9,74	147	2,77	56,09
2	Ar umido	55,7	473	1,869	24,28	16	Gás	9,74	450	2,71	57,89
3	Ar umido	9,57	473	1,869	4,173	17	Ar umido	6,22	25	0,101	0,013
4	Gases	65,4	1147	1,812	68,50	18	Ar umido	6,22	391	0,220	1,251
5	Gases	75,0	481	0,107	16,73	19	Água	9,48	111	6,7	0,953
6	Gases	75,0	211	0,104	5,221	20	Água	3,01	283	6,7	1,154
7	Biomassa	7,20	25	0,101	72,23	21	Vapor	3,01	283	6,7	3,281
8	Biomassa	4,24	70	0,101	72,10	22	Vapor	9,47	439	6,03	12,67
9	Gás	10,4	900	0,200	60,11	23	Vapor	9,57	473	1,869	0,046
10	Gás	10,4	606	0,196	56,78	24	Água	9,40	45	0,0096	0,494
11	Gás	10,4	488	0,192	55,61	25	Água	1,83	45	0,520	0,097
12	Gás	10,4	212	0,186	53,54	26	Água	7,56	45	0,520	0,402
13	Gás	10,4	100	0,178	53,03	27	Água	7,56	72	0,500	0,488
14	Gás	9,74	45	0,173	53,18	28	Água	7,56	120	0,480	0,779

A destruição de exergia no ciclo a vapor é pequena em relação à exergia da biomassa que aporta o sistema, mas grande em relação à exergia dos gases de exaustão da turbina a gás. Assim, por exemplo, a destruição de exergia na turbina a vapor e no condensador, que é avaliada entre 5 e 6% do aporte de biomassa, representa de 23 a 28% da exergia dos gases de exaustão. Como os gases de exaustão têm um valor maior, em termos exergoeconômicos, do que a biomassa, o custo da eletricidade produzida pelo ciclo a vapor é bem mais elevado em relação ao custo de produção da TG.

Como era esperado, a gaseificação e a combustão na TG são responsáveis pela maior parte da exergia destruída em toda instalação, respondendo por mais do que 26 MW das irreversibilidades totais. Esse valor representa cerca de 35% da exergia da biomassa em ambos os sistemas. Apesar de apresentar um valor razoável de eficiência exérgica, o processo de secagem é também responsável por uma destruição de exergia considerável.

Do ponto de vista termodinâmico, as vantagens do sistema com gaseificação pressurizada sobre o sistema correspondente com

Tabela 4: Custos exergeticos e exergoeconomicos - [US\$/GJ] - de fluxos selecionados

Fluxos	Gaseificação Atmosférica (A)		Gaseificação Pressurizada (P)		(A/P)
	<i>k*</i>	<i>c</i>	<i>k*</i>	<i>c</i>	
	Biomassa	1,000	2,00	1,000	
Gas à saída do gasific.	1,462	2,92	1,391	2,78	1,051
Gas limpo para a TG	1,597	3,19	1,391	2,78	1,148
Potência líquida da TG	2,457	4,91	2,153	4,31	1,141
Gas de exaustão da TG	2,375	4,75	2,091	4,18	1,136
Vapor prod. na HRSG	2,722	5,44	2,456	4,91	1,108
Potência da TV	3,989	7,98	3,516	7,03	1,135

gaseificação atmosférica podem ser identificadas (i) na produção e na limpeza do gás e (ii) na produção de "blast-air". No sistema atmosférico, o gás deve ser resfriado para que a potência de compressão antes da alimentação da TG seja minimizada, o que leva à uma elevação da destruição de exergia.

Para a planta em seu conjunto, o sistema pressurizado é quase 13% mais eficiente em base exergetica em relação ao sistema atmosférico, produzindo quase 17% mais potência. A eficiência, tendo por base o PCS da biomassa com 50% de umidade, é calculada em 41,6% para o sistema atmosférico e em 46,5% para o sistema pressurizado.

CUSTOS EXERGETICOS E EXERGOECONOMICOS

De acordo com a TCE, a exergia consumida no processo deve ser entendida como um custo. O consumo de exergia, associado à destruição ou perdas de exergia no processo, reflete a parcela do custo do combustível sobre o custo total.

O custo exergetico unitário - *k** - corresponde à quantidade de exergia necessária à produção de uma unidade de exergia de um fluxo de produto, *c* está associado à eficiência exergetica dos vários componentes. É, portanto, um parâmetro adimensional.

Por outro lado, custo exergoeconomico - *c* - é o termo usado quando o fluxo de recursos necessário à obtenção de um produto é avaliado em unidades monetárias. A Tabela 4 apresenta os custos exergeticos e exergoeconomicos de alguns fluxos selecionados, assumindo um custo da biomassa equivalente a 2 US\$/GJ. Os custos exergoeconomicos abaixo apresentados refletem apenas a incidência do custo da biomassa, sem a consideração dos custos de capital e de manutenção dos vários componentes do sistema.

Em função dos diferentes níveis de irreversibilidade nos dois sistemas, o gás produzido no sistema atmosférico é 5% mais caro do

Tabela 5: Investimento estimado para sistemas BIG/GT - [1.000 US\$]

Componente ou módulo	Gaseificação	
	atmosférica	pressurizada
Secador	2.400	2.450
Gaseificador	3.710	7.900
Limpeza/gás & prod./"blast-air"	2.830	770
Turbina a gás	9.400	9.400
HRSG	1.600	1.600
Ciclo a vapor	3.220	3.675
Custo total dos equipamentos	23.160	25.795

que no sistema pressurizado. Já na entrada da TG, devido ao emprego de um sistema de limpeza do gás mais complexo e menos eficiente, o gás combustível custa 15% mais no sistema atmosférico em relação ao sistema pressurizado. A partir da TG essa diferença é ligeiramente reduzida, uma vez que a eficiência dos demais componentes do sistema atmosférico, a jusante da TG, é, comparativamente, maior.

Para uma avaliação mais adequada das tecnologias BIG/GT aqui analisadas, é essencial a consideração das parcelas relativas ao custo de capital. Como a tecnologia ainda não está comercialmente disponível, essas informações correspondem apenas a estimativas. Os custos de equipamentos foram avaliados a partir das informações apresentadas por Craig et al. (1994) para um ciclo combinado de 60 MWe com gaseificador pressurizado. Os valores assumidos no presente trabalho são apresentados na Tabela 5. Os custos de operação & manutenção foram estimados em proporção à eletricidade produzida, correspondendo a um valor fixo de 5 US\$/MWh (Elliot & Booth, 1993). Maiores detalhes quanto às hipóteses assumidas na avaliação dos custos dos equipamentos para os sistemas com gaseificação atmosférica e pressurizada são apresentados em Walter & Llagostera (1995).

A Tabela 6 apresenta, para cada componente do sistema, os custos do combustível e dos produtos, em \$/GJ, - *c_{F,k}*, & *c_{P,k}* - *c* os parâmetros "diferença de custos relativos" - *r_k* - *c* "fator exergoeconomico" - *f_k*.

A diferença de custos relativos é, de acordo com Tsatsaronis et al. (1994), a relação entre o custo por unidade de exergia do produto e o custo por unidade de exergia do combustível. Para um dado equipamento ele é definido como:

$$r_k = \left(\frac{c_{P,k} - c_{F,k}}{c_{F,k}} \right) \quad (1)$$

Tabela 6: Variáveis termoeconomicas para os sistemas BIG/GT

Componente	Gaseificação atmosférica				Gaseificação pressurizada			
	<i>c_F</i> [\$/GJ]	<i>c_P</i> [\$/GJ]	<i>r_k</i>	<i>f_k</i>	<i>c_F</i> [\$/GJ]	<i>c_P</i> [\$/GJ]	<i>r_k</i>	<i>f_k</i>
PRODUÇÃO DE GÁS								
Secador	2,47	2,89	0,173	0,572	2,34	2,73	0,165	0,625
Gaseificador	3,03	4,15	0,370	0,404	2,98	4,48	0,502	0,607
SISTEMA DE LIMPEZA DO GÁS & PRODUÇÃO DE "BLAST-AIR"								
Resfriador do gás	76,91	120,71	0,570	0,004				
Aquecedor de ar & compressor	133,21	198,27	0,488	0,030				
Aquecedor do gás	249,60	288,39	0,155	0,005				
Lavador	4,20	4,18	-0,003	---				
Compressor <i>c/</i> resfriamento intermediário	56,97	100,06	0,756	0,140				
Filtro & resfriador do gás					44,13	65,40	0,482	0,013
Resfriador do ar					28,32	78,28	1,764	0,055
Compressor de ar <i>c/</i> resfriamento					58,44	88,61	0,516	0,289
TURBINA A GÁS								
Compressor	9,28	11,11	0,198	0,521	8,31	10,06	0,211	0,546
Combustor	9,74	12,82	0,316	0,022	8,24	10,99	0,333	0,025
Turbina geradora de gás	17,63	19,02	0,079	0,531	14,74	16,00	0,085	0,588
Turbina de potência	15,60	16,88	0,082	0,578	14,88	16,20	0,089	0,664
CICLO A VAPOR								
HRSG	13,15	16,30	0,240	0,318	12,34	14,62	0,186	0,354
Turbina a vapor & condensador	11,33	19,43	0,715	0,349	10,57	17,67	0,672	0,358
Bomba 1	728,86	1087,44	0,492	0,008	679,39	1013,27	0,491	0,007
Desaerador & bomba 2	99,13	335,43	2,384	0,024	176,17	465,45	1,642	0,012
Aquecedor da água de alimentação	455,24	789,93	0,735	0,001	551,57	653,02	0,184	0,021

Tsatsaronis et al. (1994) também definem o fator exergoeconômico, que expressa a contribuição do capital em relação ao incremento de custo relativo. Este fator pode ser calculado pela relação:

$$f_k = \left(\frac{Z_k}{Z_k + D_{D,k}} \right) \quad (2)$$

onde Z_k expressa a contribuição do investimento associado ao késimo componente e $D_{D,k}$ o custo da destruição de exergia no componente. $D_{D,k}$, por sua vez, pode ser calculado pela relação abaixo, onde $B_{D,k}$ é a exergia destruída:

$$D_{D,k} = c_{v,k} \cdot B_{D,k} \quad (3)$$

Em geral, quanto maior a diferença de custos relativos, mais atenção deve ser atribuída à análise da operação do componente. Nos casos estudados os maiores valores dos parâmetros r_k estão associados (i) com processos de combustão - na câmara de combustão da TG e no gaseificador -, (ii) com a formação de misturas e (iii) com grandes diferenças de temperatura nos processos de troca de calor.

Por outro lado, o fator exergoeconômico indica quanto que a destruição de exergia é importante no processo de formação de custos. Em geral, para os equipamentos de menor custo de capital as irreversibilidades são responsáveis por quase 100% do valor do custo do produto (f tende a zero), enquanto para os equipamentos mais caros, tais como o gaseificador, a TG, a HRSG e a turbina a vapor, sua participação varia de 30 a 85%.

CUSTOS DE PRODUÇÃO DE ELETRICIDADE

A estrutura dos custos de produção da eletricidade para ambos os sistemas, considerado um custo unitário de 1.300 US\$/kW para ambos os sistemas e um custo de 2 US\$/GJ para o combustível, é apresentada na Tabela 7. Outras hipóteses importantes para o cálculo efetuado são a taxa de desconto de 12% a.a., a vida útil de 25 anos para todos equipamentos e um fator de capacidade anual de 0,80.

Como comentado anteriormente, o custo da eletricidade produzida pelo ciclo a vapor é significativamente maior em comparação com a eletricidade produzida pela TG: a relação entre esses dois valores está próxima de 2 para ambos os sistemas. A participação do combustível sobre os custos totais da eletricidade é próxima de 40%.

CONCLUSÕES

A aplicação das análises exérgica e termoeconômica torna possível a identificação e a avaliação das irreversibilidades mais importantes e de seus efeitos econômicos em sistemas térmicos complexos. Os parâmetros exergoeconômicos usados neste trabalho mostram a importância da destruição de exergia na formação dos custos nos sistemas BIG/GT.

Para as plantas estudadas, é possível concluir que o sistema pressurizado é mais eficiente, em uma base de análise exérgica, em comparação com o sistema de potência atmosférico. Consequentemente, os custos médios da eletricidade produzida aqui avaliados são maiores para o sistema que conta com gaseificação atmosférica.

Tabela 7: Estrutura dos custos de produção da eletricidade

	Custos [US\$/MWh]e potência líquida [MW]	Gaseificação atmosférica	Gaseificação pressurizada
Turbina a gás	Custo de combustível	17,65	15,47
	Custo de capital	18,18	17,32
	Soma	35,83	32,79
	Potência líquida	16,02	17,50
Ciclo a vapor	Custo de combustível	28,67	25,27
	Custo de capital	38,73	35,99
	Soma	67,40	61,26
	Potência líquida	8,28	10,50
Toda a instalação	Custo do combustível	21,40	19,15
	Custo de capital	25,19	24,33
	Custo de O&M	5,00	5,00
	Custo médio total	51,59	48,48
	Potência líquida total	24,70	28,00

Os resultados obtidos mostram uma aparente vantagem econômica dos sistemas pressurizados em relação aos atmosféricos. Entretanto, é importante destacar que esses resultados são influenciados pela estimativa feita para o custo de capital, que é mais imprecisa no caso dos sistemas atmosféricos.

Em função da ordem de grandeza dos custos da eletricidade produzida, conclui-se que pode existir, no futuro, competitividade para essa tecnologia, dependendo do padrão de eficiência operacional que pode vir a ser alcançado por esses sistemas, do custo da biomassa e se vantagens indiretas dessa opção, tais como as emissões baixas ou nulas de dióxido de carbono, virão a ser computadas.

REFERÊNCIAS

- Barin, I., 1993, "Thermochemical data of pure substances," 2nd ed., VCH, Weinheim (Germany).
- Carpentieri, A.E., Larson, E.D., and Woods, J., 1993, "Future biomass-based power generation in Northeast Brazil," *Biomass and Bioenergy*, Vol. 4, N. 3, pp.149-173.
- Chase, M.W., 1986, "JANAF Thermochemical Tables," 3rd ed., American Chemical Society, Washington.
- Consonni, S. and Larson, E.D., 1994a, "Biomass-Gasifier/Aeroderivative Gas Turbine Combined Cycles: Part A - Technologies and Performance Modeling," *Proceedings, ASME COGEN TURBO POWER '94*, H.A. Kidd et al., ed., ASME, IGTI - Vol. 9, pp. 599-610.
- Consonni, S. and Larson, E.D., 1994b, "Biomass-Gasifier/Aeroderivative Gas Turbine Combined Cycles: Part B - Performance Calculations and Economic Assessment," *Proceedings, ASME COGEN TURBO POWER '94*, H.A. Kidd et al., ed., ASME, IGTI - Vol. 9, pp. 611-624.
- Craig, K.R., Mann, M.K., and Bain, R.L., 1994, "Cost and Performance Potential of Advanced Integrated Biomass Gasification Combined Cycle Power Systems," *Proceedings, ASME COGEN TURBO POWER '94*, H.A. Kidd et al., ed., ASME, IGTI - Vol. 9, pp. 641-654.
- Elliott, T.P. and Booth, R., 1993, "Brazilian Biomass Power Demonstration Project," Shell International Petroleum Company, London.
- Keenan, J.H., Keyes, F.G., Hill, P.G., and Moore, J.G., 1978, "Vapor Tables: thermodynamic properties of Água, including vapor, liquid and solid phases," John Wiley, New York.
- Rivkin, S.L., 1988, "Thermodynamic Properties of Gases," 4th ed., Hemisphere, New York.
- Stull, D.R., and Prophet, H., 1971, "JANAF Thermochemical Tables," 2d ed., U.S. Government Printing Office, Washington.
- Tsatsaronis, G., Lin, L., Tawfic, T., and Galasspy, D.T., 1994, "Exergoeconomic Evaluation of a KRW-Based IGCC Power Plant," *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 116, pp. 300-306.
- Valero, A., Lozano, M.A., Muñoz, M., 1986, "A General Theory of Energy Saving," in *Computer-Aided Engineering of Energy Systems - Second Law Analysis and Modelling*, R.A. Gaggioli, ed., ASME, pp. 1-22.
- Valero, A., Lozano, M.A., Serra, L., and Torres, C., 1994, "Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem," *Energy (Oxford)*, Vol. 19, N. 3, pp. 365-381.
- Walter, A.C. & Llagostera, J., "Exergetic and Thermoeconomic Analysis of Biomass Integrated Gasifier /Gas Turbine Power Cycles". Paper ASME n° 96-CTP-14, apresentado no 1995 ASME COGEN TURBO POWER, Viena, Austria, Agosto de 1995.

ABSTRACT

The exergy method of thermodynamic analysis is used to evaluate the efficiency of proposed BIG/GT power cycles - Biomass Integrated Gasifier/Gas Turbine -, which are being considered for application in Brazilian industries and public utilities. The performance of systems utilizing a GE LM2500 gas turbine integrated with pressurized or nearly-atmospheric pressure fluidized-bed gasifiers is studied from the exergetic viewpoint. A thermoeconomic evaluation is made for both configurations, based on recently published preliminary capital cost estimates.

ANÁLISE HIDRODINÂMICA DE PROPULSORES EM REGIME PERMANENTE

Carlos Antonio Levi da Conceição, PhD - Programa de Engenharia Oceânica
Universidade Federal do Rio de Janeiro

Antonio Carlos Ramos Troyman, Dsc - Programa de Engenharia Oceânica
Universidade Federal do Rio de Janeiro

RESUMO

O Método do Painel foi aplicado à análise do propulsor. Na modelação do propulsor as superfícies das pás e do bosso foram discretizadas em painéis quadriláteros com distribuições constantes de dipolos e fontes, enquanto que as superfícies das esteiras das pás foram representadas por painéis com distribuição constante de dipolos. Na presente discussão foi focalizado apenas o problema da operação do propulsor em regime permanente.

INTRODUÇÃO

Em aplicações típicas de embarcações mercantes, nas quais geralmente o critério mais relevante é o rendimento operacional do propulsor, e, portanto, podem ser tolerados inclusive níveis moderados de cavitação, a utilização de propulsores de geometria baseada em Séries Sistemáticas tem produzido soluções de projeto bastante satisfatórias. Já no caso de aplicações militares, incluindo-se aí, além de embarcações de superfície: submarinos, torpedos, etc.; não só se exige um bom rendimento dos propulsores, mas também impõe-se tolerâncias bastante restritivas aos níveis de cavitação, vibração e ruídos para a sua operação. Nessas aplicações os projetos de maior êxito têm se caracterizado por geometrias de pá não convencionais, apresentando fortes ângulos de esconso (*skew*) e/ou de caimento (*rake*), e assim fugindo dos padrões adotados pelas Séries Sistemáticas.

A análise de novas e variadas geometrias pode se beneficiar muito com o desenvolvimento de métodos numéricos capazes de produzir resultados precisos e confiáveis do desempenho de propulsores operando na esteira gerada por um corpo de forma arbitrária. A disponibilidade de tal recurso permitirá uma avaliação rápida e econômica de diferentes geometrias produzindo um grande impacto nos custos associados à seleção de geometrias mais adequadas, que atualmente requerem testes experimentais caros e demorados. Dessa forma, apenas para aquelas formas indicadas pelo estudo numérico como sendo as de maiores chances precisariam ser testadas experimentalmente.

Anteriormente, formulações teóricas baseadas na Teoria da Superfície de Sustentação já haviam alcançado níveis de qualidade de resultados bastante razoáveis [Greeley e Kerwin (1982)]. Entretanto, a Teoria de Superfície de Sustentação baseia-se na hipótese do perfil fino [Abbott e Van Doenhoff (1958)], que apresenta restrições óbvias às aplicações em pás com seções mais grossas; e, também, não considera a influência do bosso no escoamento.

O Método do Painel, originalmente desenvolvido para aplicações aeronáuticas onde tem produzido excelentes resultados na análise do escoamento sobre asas e fuselagem, conseguindo modelar com êxito, inclusive, os efeitos da junção asa-fuselagem [Morino et al. (1975)], será aplicado na análise de propulsores marítimos.

FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Assumindo-se o fluido sem viscosidade, o campo de velocidade de um escoamento incompressível, irrotacional e com sustentação sobre um corpo de forma arbitrária pode ser matematicamente representado por singularidades distribuídas sobre a superfície (S) do corpo e da esteira que se forma a ré do corpo (Figura 1).

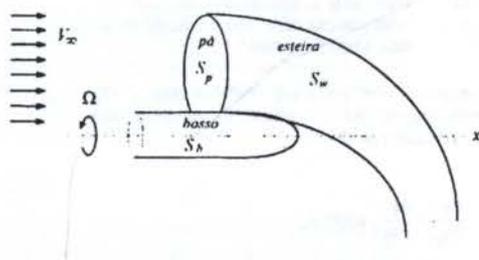


Figura 1 - Superfície do corpo de sustentação (S_p , S_b) e sua esteira (S_w)

A aplicação da Terceira Identidade de Green ao problema do propulsor permite que se expresse o valor do potencial de perturbação ϕ em qualquer ponto campo $P(x, y, z)$ por:

$$4\pi E\phi(P) = \iint_S \phi(Q) \frac{\partial}{\partial n_Q} \left(\frac{1}{R(P, Q)} \right) dS - \iint_S \frac{\partial \phi(Q)}{\partial n_Q} \frac{1}{R(P, Q)} dS \quad (1)$$

onde:

$$S = S_p + S_b + S_w;$$

n = unitário normal a S ;

$$E = \begin{cases} 0, & \text{se } P \text{ não pertence à região fluida;} \\ \frac{1}{2}, & \text{se } P \text{ pertence à fronteira } S; \\ 1, & \text{se } P \text{ pertence à região fluida;} \end{cases}$$

$$Q = Q(x', y', z') \text{ ponto fonte sobre } S;$$

$R(P, Q) = \sqrt{(x-x')^2 + (y-y')^2 + (z-z')^2}$ distância entre os pontos P e Q .

Essa equação aplicada em pontos (x, y, z) sobre a superfície S torna-se uma Equação Integral de Fredholm de 2a. espécie e tem garantida a existência de solução. Sua solução aproximada pode ser obtida discretizando-se a superfície S por painéis sobre os quais ϕ e $\partial\phi/\partial n_Q$ são constantes.

CONDIÇÕES DE CONTORNO

Como as pás e o bosso são impermeáveis, a velocidade de normal relativa entre o fluido e essas fronteiras deve ser nula:

$$\frac{\partial\phi}{\partial n_Q} = -V_i \cdot n_Q, \text{ sobre } S_p + S_b \quad (2)$$

onde:

- $V_i = V_\infty i + \Omega \times r$;
- V_∞ - módulo da velocidade do escoamento incidente (assumido uniforme e paralelo ao eixo de rotação do propulsor - x);
- i - vetor unitário na direção do eixo do propulsor (eixo- x orientado na direção do escoamento)
- Ω - velocidade de rotação do propulsor;
- r - vetor posição definido em relação ao centro de rotação do propulsor

Assumindo-se que a superfície da esteira (S_w) seja infinitesimalmente fina, a condição de contorno sobre S_w pode ser expressa por:

$$\frac{\partial\phi^+}{\partial n_Q} = \frac{\partial\phi^-}{\partial n_Q}, \text{ sobre } S_w \quad (3)$$

Os sobrescritos + e - indicam valores da função sobre S_w quando a aproximação ocorre por cima e por baixo, respectivamente.

Considerando-se, agora, a aplicação da equação (1) num ponto $P(x, y, z)$ sobre a superfície $S_p + S_b$, tem-se:

$$\begin{aligned} 2\pi\phi(P) - \iint_{S_p+S_b} \phi(Q) \frac{\partial}{\partial n_Q} \left(\frac{1}{R(P, Q)} \right) dS \\ - \iint_{S_w} \Delta\phi(Q) \frac{\partial}{\partial n_Q} \left(\frac{1}{R(P, Q)} \right) dS \\ = \iint_{S_p+S_b} (V_i \cdot n_Q) \frac{1}{R(P, Q)} dS, \text{ sobre } S_p + S_b \quad (4) \end{aligned}$$

onde:

\iint - integral de valor principal de Cauchy;
 $\Delta\phi = \phi^+ - \phi^-$

A equação (4) pode ser re-escrita de forma discretizada considerando-se uma dada distribuição polinomial de $\phi(Q)$ no interior de cada painel. A ordem do polinômio caracteriza o método de solução: baixa ou alta ordem. Em particular, neste trabalho, será considerada uma distribuição $\phi(Q) = \text{constante}$, caracterizando-se, portanto, uma aplicação de baixa. A justificativa para essa escolha é produzir resultados suficientemente precisos às custas de um pequeno esforço computacional [Kerwin et al. (1987)].

DISCRETIZAÇÃO DO PROPULSOR

A superfície $S_p + S_b + S_w$ será discretizada em um número finito de painéis.

Originalmente, esses painéis foram assumidos planos mas, recentemente, Morino (1975) apresentou solução baseada em painéis hiperboloidais capazes de representar melhor as curvaturas típicas da geometria do propulsor.

Na discretização das pás do propulsor refinam-se os painéis nas regiões onde a geometria apresenta fortes variações de curvatura. Assim sendo, é conveniente concentrar-se painéis próximos ao bosso e às extremidades das pás, na direção radial; e, também, nas regiões dos bordos de fuga e ataque, na direção da corda.

O bosso do propulsor é um corpo de revolução sobre o qual são fixadas as pás do propulsor, o qual foi dividido em 3 regiões distintas: ogiva de ré, corpo central (correspondente ao trecho entre os bordos de fuga e ataque da seção da raiz da pá) e ogiva de vante. A Figura 2 apresenta um exemplo de discretização de um propulsor com 5 pás.

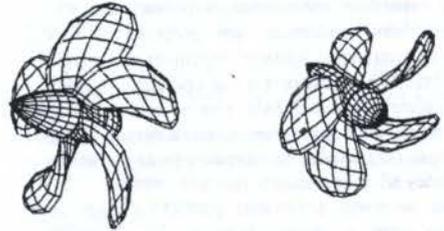


Figura 2 - Discretização do propulsor

A geometria da esteira será prescrita a priori de acordo com a proposta feita por Hoshino e Nakamura (1988) que apresentaram resultados bastante satisfatórios para o desempenho de propulsores com geometrias bem radicais. Nessa modelação a esteira deixa o bordo de fuga da pá segundo a direção tangente à superfície média (face/dorso); a partir daí, o passo da esteira varia, linearmente, em relação à coordenada angular, alcançando um valor final igual à média da distribuição de passo da pá e daí em diante o passo é mantido constante. A Figura 3 apresenta um exemplo de discretização da esteira.

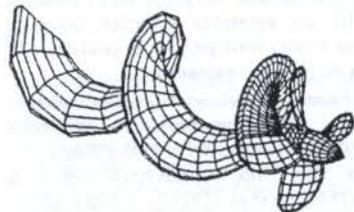


Figura 3 - Discretização da esteira

SISTEMA DE EQUAÇÕES LINEARES

A discretização da superfície do propulsor (pás e bosso) e das esteiras permite que a equação integral (4) se transforme num sistema de equações algébricas em relação aos valores das incógnitas ϕ no interior de cada um dos painéis considerados na discretização:

$$\sum_{j=1}^N (\delta_{ij} - C_{ij}) \phi_j - \sum_{j=1}^{N_s} W_{ij} \Delta \phi_j = - \sum_{j=1}^N B_{ij} (V_i \cdot n_j),$$

para $i = 1, 2, \dots, N$ (5)

onde:

ϕ_j - potencial no interior do j -ésimo painel (constante);
 $\Delta \phi_j = \phi_j^+ - \phi_j^-$ (se o painel j está no bordo de fuga);

δ_{ij} = delta de Kronecker $\begin{cases} = 1, \text{ se } i = j \\ = 0, \text{ se } i \neq j \end{cases}$

$C_{ij} = \begin{cases} 0, \text{ se } i = j \\ \frac{1}{2\pi} \iint_{S_j} \frac{\partial}{\partial n_j} \left(\frac{1}{R_{ij}} \right) dS_j, \text{ se } i \neq j \end{cases}$

$W_{ij} = \sum_{l=1}^L \frac{1}{2\pi} \iint_{S_l} \frac{\partial}{\partial n_j} \left(\frac{1}{R_{ij}} \right) dS_l$, se o j -ésimo painel estiver no bordo de fuga

L - número de painéis em cada faixa na direção axial definida na discretização da esteira

$B_{ij} = - \frac{1}{2\pi} \iint_{S_j} \frac{1}{R_{ij}} dS_j$

Os coeficientes C_{ij} e B_{ij} podem ser avaliados analiticamente, no caso de R_{ij} pequeno, conforme proposto por Morino et al. (1975) para painéis com curvatura hiperboloidal, ou conforme proposto por Hess e Smith (1964) para painéis planos.

Para valores médios ou grandes de R_{ij} , os coeficientes C_{ij} e B_{ij} podem ser avaliados por expansão multipolar ou fontes e dipolos concentrados nos centróides dos painéis a fim de se economizar tempo de computação, sem prejuízo da precisão dos resultados [Hess e Smith (1964)].

DETERMINAÇÃO DO EMPUXO E DO TORQUE

Uma vez determinada a distribuição de potencial ϕ (P_i , $i = 1, 2, \dots, N$) sobre o propulsor, pode-se obter a distribuição de velocidades e, daí, por Bernoulli, a distribuição de pressão $p(P_i)$ sobre as pás e o bosso do propulsor. Hoshino (1989) recomenda que o campo de velocidade seja obtido a partir de uma distribuição do potencial aproximado por uma função do segundo grau.

Conhecida as distribuições de pressão, $p(P_i)$, e de velocidade tangencial, V_{in} , pode-se determinar os valores do empuxo e do torque associados à operação do propulsor por:

$$T = N_z \sum_{i=1}^N p(P_i) n_{zi} \Delta S_i + \frac{1}{2} \rho N_z \sum_{i=1}^N C_D V_{in} |V_{in}| \Delta S_i \quad (6)$$

$$Q = N_z \sum_{i=1}^N p(P_i) (n_{xi} z_i - n_{zi} y_i) \Delta S_i + \frac{1}{2} \rho N_z \sum_{i=1}^N C_D (V_{in} y_i - V_{in} z_i) V_{in} \Delta S_i \quad (7)$$

onde:

$n_i = n_{xi} i + n_{yj} j + n_{zk} k$ - vetor normal no centróide do i -ésimo painel (P_i);

(x_i, y_i, z_i) - coordenadas do ponto P_i

ΔS_i - área do i -ésimo painel

C_D - coeficiente de arraste (valor empírico recomendado [Greeley e Kerwin (1982)] = 0,008)

$V_{in} = V_{in} i + V_{in} j + V_{in} k$ - vetor velocidade tangencial no ponto P_i

ρ - massa específica do fluido

O empuxo, o torque e a velocidade incidente foram dimensionalizados pelo diâmetro do propulsor (D) e pela rotação (n) através dos coeficientes:

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}; \quad K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5}; \quad J = \frac{V_{in}}{nD} \quad (8)$$

CONDICÃO DE KUTTA

A forma mais adequada para a aplicação da *Condição de Kutta* deve garantir a igualdade do valor da pressão nos pares de painéis (face/dorso) adjacentes ao bordo de fuga. Isso, no entanto, envolve uma função não linear para o cálculo da pressão (Equação de Bernoulli) e deve ser resolvida iterativamente pelo método de Newton-Raphson.

RESULTADOS

A Figura 4 a seguir apresenta resultados obtidos para a distribuição de pressão ao longo da seção 0,7R do propulsor SÉRIE B 4.50, utilizado nos estudos realizados na referência Stuntz et al. (1960), indicando a influência da malha nos resultados.

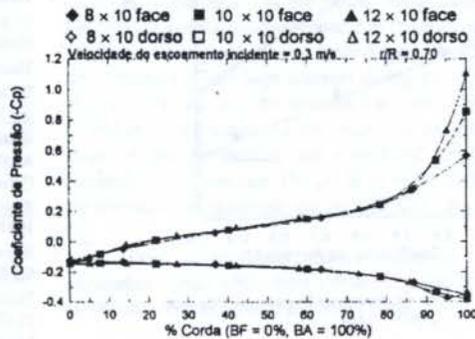


Figura 4 - Distribuição de pressão para $J = 0,1$ (propulsor SÉRIE B 4.50)

A influência do truncamento da esteira nos resultados foi analisada através do propulsor DTNSRDC 4382 (geometria definida na referência Greeley/Kerwin (1982)) e os resultados indicaram uma influência pouco significativa já

a partir da primeira volta da esteira.

Foram desenvolvidas, também, análises comparativas entre duas alternativas de aplicação da Condição de Kutta (Solução de Morino (1975) × igualdade de pressão (acima e abaixo) na esteira). Resultados indicaram que a solução de Morino não garante a igualdade de pressões (dorso/face) no bordo de fuga da seção. Essa diferença, no entanto, não parece ter uma repercussão muito significativa nos resultados globais de desempenho do propulsor, como indicam resultados já obtidos.

No estudo a seguir foram usados propulsores do Laboratório americano DTNSRDC, também analisados por Greeley/Kerwin (1982). Esses propulsores, todos de 5 pás, foram considerados e testados definidos com diferentes ângulos de esconso - curvatura transversal da pá (veja a Tabela 1).

Tabela 1 - variação sistemática do ângulo de esconso

Propulsor	DTNSRDC 4381	DTNSRDC 4384
Esconso	0°	108°
NR	12	12
NC	8	8
NAE	48	49
NP	868	880

NAE - número de painéis na direção axial da esteira
NP - número total de painéis (pá + bosso + esteira)

Os resultados (Figura 5) mostram uma excelente concordância entre os valores teóricos e experimentais, pelo menos dentro da faixa de operação que representa a região de maiores valores do rendimento dos propulsores. A comparação com resultados teóricos obtidos com o Método da Superfície de Sustentação por Greeley e Kerwin (1982) demonstram que a presente teoria consegue fornecer resultados bem mais próximos dos resultados experimentais, mormente no caso do propulsor DTNSRDC 4384 que tem o maior ângulo de esconso (Figura 5(b)).

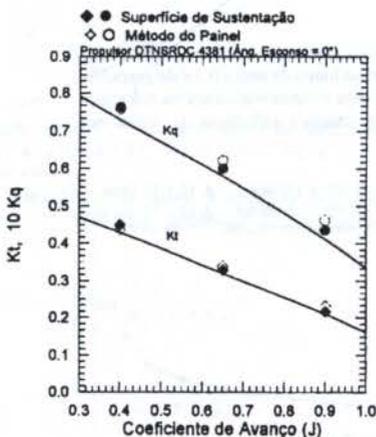


Figura 5(a) - Curvas de desempenho para o Propulsor DTNSRDC 4381

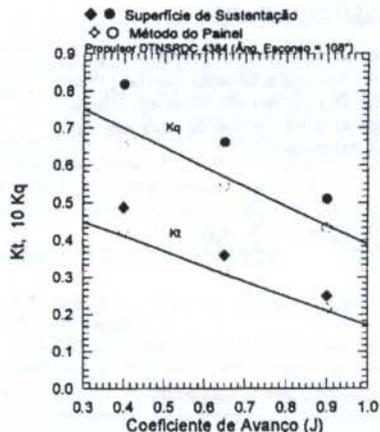


Figura 5(b) - Curvas de desempenho para o Propulsor DTNSRDC 4384

CONCLUSÕES

O Método Painel demonstrou ser uma eficiente alternativa para a análise e projeto de propulsores, ai incluidos aqueles com significativos ângulos de esconso.

Os resultados teóricos mostraram uma boa concordância com os valores experimentais para uma ampla faixa de condições de operação, incluindo a região de grande interesse prático caracterizada por altos valores de rendimentos.

O algoritmo computacional aqui implementado incorpora a Condição de Kutta na sua forma mais precisa e, combinado com programas para o pré-processamento da geometria do propulsor, produz uma ferramenta ágil e confiável para aplicações no projeto de sistemas de propulsão.

REFERÊNCIAS

- Abbott, I. H., Van Doenhoff, A. E., "Theory of Wing Sections", Dover Publications, New York, 1958
- Greeley, D. S., Kerwin, J. E., "Numerical Methods for Propeller Design and Analysis in Steady Flow", Transactions of the SNAME, vol. 90, 1982
- Hess, J. L., Smith, A. M. O., "Calculation of Non-Lifting Potential Flow About Arbitrary Three-Dimensional Bodies", Journal of Ship Research, September, 1964
- Hoshino, T., "Hydrodynamic Analysis of Propellers in Steady Flow Using a Surface Panel Method", Journal of the Society of Naval Architects of Japan, vol. 165, 1989
- Hoshino, T., Nakamura, H., "Propeller Design and Analysis Based on Numerical Lifting Surface Calculations", Marine and Offshore Computer Applications (CADMO 88), Springer-Verlag, September, 1988
- Kerwin, J. E., Kinnas, S. A., Lee, J. T., Shih, W. Z., "A Surface Panel Method for the Hydrodynamic Analysis of Ducted Propellers", Transactions of the SNAME, vol. 95, 1987
- Morino, L., Chen, L. T., Suciu, E. O., "Steady and Oscillatory Subsonic and Supersonic Aerodynamics Around Complex Configurations", AIAA Journal, vol. 13, No. 3, March, 1975
- Stuntz Jr., G. R., Pien, P. C., Hinterhan, W. B., Ficken, N. L., "Series 60 - The Effect of Variations in Afterbody Shape Upon Resistance, Power, Wake Distribution and Propeller Excited Vibratory Forces", Annual Meeting of The SNAME, New York, N. Y., November 17-18, 1960

ANALYSIS OF MATHEMATICAL MODEL PARAMETERS USED IN SIMULATION OF INTERNAL COMBUSTION ENGINES

João Nildo de S. Vianna, Guilherme L. Oliveira
Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade de Brasília - Campus Universitário
70910-900 Brasília -DF - Brasil

SUMMARY

The present work is concerned with the importance of some empirical parameters found in the formulations of combustion duration and heat transfer, available to complete the quasi-dimensional model combustion in Otto cycle simulator programs. This evaluation is achieved from comparisons between experimental data and numerical calculations using a predictor program. The results show that the correct use of these parameters can improve the performance of the simulator programs.

INTRODUCTION

The study and development of internal combustion engines have been strongly improved by the utilization of computational simulation. Nowadays, predictive simulator programs are also developed in order to reduce test time on the engine setup, therefore reducing the intermediate stages of the optimization process. In this case, the main requirements of the simulator program are: its speed and its sensitiveness to operational and geometrical parameters of the engine. Another important requirement is related to the dependence of the engine modeling on experimental data and empirical or semi-empirical formulations.

Simulator programs have the objective of performing a global study of the performance of an engine. Such programs usually differ from each other, during the closed phase of the cycle, with reference to the way the combustion is modeled and the heat transfer coefficient is determined. The coherence in the results achieved, the processing time and the amount of demanded memory are proportional to the detail level of the combustion model.

In order to provide an instrument to support the engine test setup, a predictive simulator program was developed (Oliveira 1994) with the following features: a) small dependence on experimental data; b) high performance and small allocated memory; c) sensitiveness to adjustment and optimization parameters of the engine; d) open structure to allow the study of specific phenomena.

The mathematical modeling of this program was based on solution of energy and mass conservation differential equations during whole engine cycle. The combustion stroke received a quasi-dimensional approach according to Campbell's (1978) basic guideline, together with a term of heat transfer to the walls. In this model two distinct zones are separated by the flame front in the combustion chamber: the reagent mixture zone and the combustion products one. The burn rate follows a sinusoidal model which is a function of the combustion duration. In the heat transfer model, the computation of the film coefficient is performed based on two empirical formulations developed by Annand (1963) and Woschni (1967). In both cases the temperature of the interior surfaces of cylinder wall, cylinder head and piston face are considered equal and constants.

The calculated results of the global performance variables, like effective power, momentum and specific consumption, are compared to the experimental values,

indicating that the proposed model is representative of the physical phenomena, even when using all the empirical formulations and simplifying assumptions discussed before. The knowledge of the influence of these formulations on the quality of calculated results is essential to the development of models where the study of specific phenomena is required.

The objective of this work is to investigate the influence of some parameters found in the combustion model, proposed by the specialized classical literature. This evaluation allows the accurate analysis of the effects of these parameters on the simulation program performance. Parameters of combustion duration, heat transfer coefficient and cylinder wall temperature, are analyzed.

COMBUSTION AND HEAT TRANSFER MODELS

The mechanical model considered in the simulation program is based on the equations of energy conservation, continuity, state and engine kinematics, along with the instantaneous adaptation to each process of the cycle.

In the combustion stroke modeling, the pressure at the end of each step of time results from the superposition of three different processes that happen simultaneously: volume variation due to the displacement of the piston, energy release due to the fuel burning and the gas heat transfer to the engine internal walls. These processes are analyzed individually, considering that the wall temperatures are kept constant during the whole cycle. The effects of the heat transfer between the zone of reagents and of burned mixtures, the turbulence scale and the physical/chemical delay of the combustion are considered empirically in the modeling of the burn rate. The products of the combustion stroke are formed by six chemical species: CO, CO₂, H₂, N₂, H₂O and O₂.

From the proposed model it is possible to evaluate the parameters effects which have influence on the burning rate and on the heat transfer to engine internal walls.

Burning rate model. For the burning rate a sinusoidal model is proposed. It describes the beginning of the process with a slow burning rate, which accelerates quickly when the flame front goes forward into the combustion chamber, decelerating again at the end of the process. Experimental studies show that this model represents qualitatively the combustion stroke in Otto cycle engines. The expression that describes this process is given by:

$$n(\theta) = \frac{(1+n_1)}{2} + \frac{(1-n_1)}{2} \cdot \cos\left(\pi \frac{\theta - \theta_c}{\Delta\theta_c}\right) \quad (1)$$

and its derivative,

$$\frac{dn}{d\theta} = \frac{\pi}{2} \left(\frac{\theta - \theta_c}{\Delta\theta_c}\right) (1-n_1) \cdot \text{sen}\left[\pi \frac{\theta - \theta_c}{\Delta\theta_c}\right] \quad (2)$$

where n_1 is the rate between residual mass and the total mass present inside the cylinder at the beginning of the combustion stroke, θ is crank angle and $\Delta\theta_c$ is the combustion duration which is computed by the expression proposed by Campbell (1978):

$$\Delta\theta_c = A + B \cdot \left(\frac{RPM}{600} - 1\right) + C \cdot (\Phi - 1)^2 \quad (3)$$

This equation considers three factors which have great influence on the speed of flame front propagation. The first one is the constant A which represent a physical/chemical delay due to intermediary products formation, and irreversibility of the process. The second factor considered is associated to the turbulence effects on the speed of the flame front propagation. Finally, the diffusion factor of hydrogen atoms in the unburned mixture, which in the expression (3) is proportional to the square of the equivalence ratio Φ , or the richest of the air-fuel mixture, is also considered. The values of constants A, B, C depend on the nature of the fuel and on the combustion chamber geometry. The importance of each constant upon the pressure vs angle diagram is verified in this work.

Heat transfer model. The heat transfer process inside the cylinders of internal combustion engines is a non-stationary and tridimensional phenomenon. Many simplifications are proposed: it is considered that the process is one-dimensional, the burned gas and reagents properties for each step of time do not change and the temperatures of the internal walls of the engine are maintained constant during the whole cycle. Therefore, the equation governing this process is:

$$\frac{dQ}{dt} = h_t \cdot A_t \cdot (T_{ci} - T_{wall}) \quad (4)$$

where A_t is the total area of heat exchange, formed by the cylinder uncovered area plus the area of the head cylinder and piston head. T_{ci} is the instantaneous temperature of the gases and T_{wall} is the constant temperature of the walls. h_t is the heat-transfer coefficient.

The specialized reference (Watson, Janota 1982 and Horlock, Winterbone 1986) shows several models for the computation of h_t . Here the models proposed by Annand and Woschni, which are the most employed, will be analyzed.

Annand's model is recommended for Otto and Diesel cycle engines. In it proposal, Annand includes a radiation term between the flame and the cylinders walls, when the heat calculations is done during the combustion stroke. The Annand expression is:

$$h_t = \alpha \cdot \frac{k}{D} \cdot \left(\frac{\rho \cdot V_{pist} \cdot D}{\mu}\right)^{\beta} \cdot (T_{ci} - T_{wall}) \quad (5)$$

where α varies from 0.25 to 0.80, $\beta = 0.7$, k , ρ and μ properties are calculated at the gas temperature and, V_{pist} and D are the mean average speed of the piston and the cylinder diameter.

Woschni postulated that the characteristic gas speed in not only a function of piston speed, but also of the pressure increase inside the cylinder, relative to the local pressure without the presence of a combustion. The expression which was proposed by Woschni is:

$$h_t = \alpha \cdot P^{0.8} \cdot T^{-0.53} \cdot W^{0.8} \cdot D^{-0.2} \quad (6)$$

where

$$W = c_1 \cdot V_{pist} + c_2 \cdot \left[V_d \frac{T_{ref}}{P_{ref} \cdot V_{ref}} \right] \cdot (P - P_{mot}) \quad (7)$$

In this case $\alpha = 0.13$, $c_1 = 2.28$ for the closed phase of the cycle and 6.18 for the open one, $c_2 = 3.24 \times 10^{-3}$ for the combustion and expansion, and zero for the other strokes. T_{ref} , P_{ref} and V_{ref} are reference properties related to any point of the closed cycle phase and P_{mot} is the amount of pressure due to gases compression by the piston motion.

METHODOLOGY AND EXPERIMENTAL APPARATUS

The diagrams of pressure vs angle and pressure vs volume inside the cylinder, obtained from experimental data and calculated by the simulator program, are compared in order to evaluate the best results for several empirical parameters discussed above.

To convert the time scale to the crank angle of experimental pressure diagram, the indication of the top dead center is used as reference. Therefore, its experimental determination demands a careful methodology. Hence, instead of determining it geometrically, it was chosen to do this thermodynamically. This method consists in locating the inversion point at the curve derivative of the pressure vs angle, with the engine operating without combustion in the cylinder considered.

The measurement of the top dead center is done with the aid of optical sensors and a perforated disc installed in the dynamometer shaft.

Initially, full throttle tests were done on the engine test setup, according to the procedures of the Brazilian Standard NBR 5464. Then, the engine was simulated in the same conditions of the experimental test. The effective power, torque and fuel specific consumption curves were drawn using experimental data and results calculated by the simulation program. To carry out this work the engine speed was chosen so that the engine power obtained in the simulation was closest to the experimental value.

The performance tests were done in the engine test bed, equipped with a hydraulic dynamometer with capacity to absorb up to 600 N.m of torque with uncertainty measure of 0.4%. The torque, speed, temperatures, static pressures, consumption of air and fuel were measured in real time and processed by software on a computer driven setup.

The measurement of pressure is done using a high frequency piezoelectric sensor, installed in a adaptor in the engine spark plug. The measurement error according to the uncertainty of each measurement chain component is 2.0%. However, the existence of a pneumatic line that links the adaptor to the cylinder, adds an additional error due to pressure pulse damping. The analog signal is acquired and treated so as to be presented

either as the diagram pressure vs angle or pressure vs volume.

The tests were conducted using an alcohol engine of 2.0 liters and compression rate of 11:1.

RESULT ANALYSIS

The model used for this engine was calibrated with $A=40$, $B=5$ and $C=166$ on equation (3) and $T_{wall}=445$ K on equation (4).

The effective power as a function of the engine speed obtained from experimental data and simulated values, are presented in figure 1. Note that at 3000 rpm the simulated engine curve conforms very well with the experimental data. The proposed study will be developed at this speed.

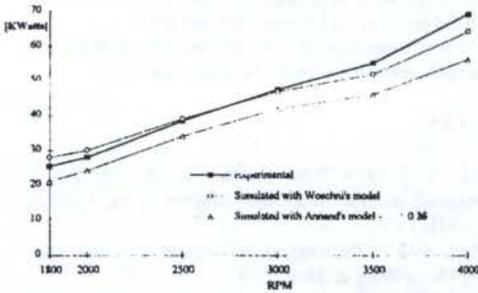


Figure 1: Effective power of the engine 2.0 liters, alcohol, aspired at full throttle.

Comparison of experimental and simulation results with the engine stable at 3000 rpm is presented in figure 2.

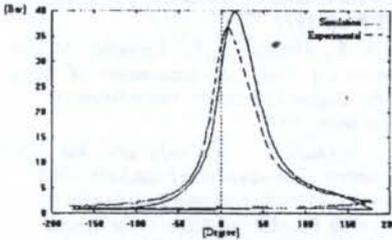


Figure 2: Diagram of pressure vs angle simulated on Woschni's model and experimental in 3000 rpm.

From the experimental and simulated curves of pressure vs angle, the variation of the pressure as a function of the cylinder volume was calculated, figure 3.

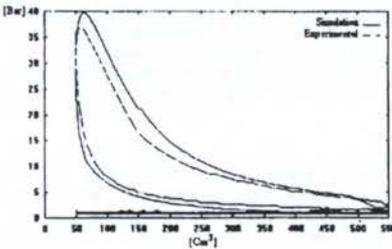


Figure 3: Diagram of pressure vs volume inside of the cylinder at 3000 rpm.

In figures 2 and 3 the difference in maximum pressure between experimental and simulated results may be observed. This difference is due to the uncertainty of the measurement chain, in addition to the damping effects in the pressure pulse associated with the spark-plug pneumatic line of the adaptor. The small difference in phase between the calculated values and the experimental results is probably due to the diameter of the communication hole of the optical sensor used to locate the top dead center. The exact quantification of the pneumatic line effect is a complex metrological task and it is the subject of a further study (Vianna et al 1994).

With respect to the effects of empirical models of combustion duration on the dynamic pressure curve, the simulator program demonstrates that constants A and B have a remarkable effect on the pressure curve, while the constant C has only a discrete presence. To conduct this analysis a variation of 25 % in the experimental value for each constant, keeping the others one fixed, was promoted.

The figure 4 shows the results of the calculation of the pressure curve as function of the variation of the constant A. In this case, a variation of 25% on constant A results in a variation of approximately 40% on the value of the greatest cycle pressure.

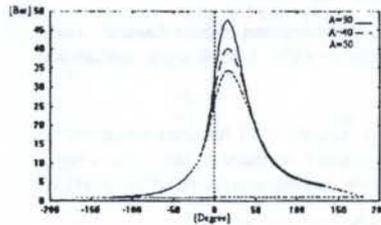


Figure 4: Effects of constant A of combustion duration equation on the greatest cycle pressure.

On the other hand, a variation of 25% on constant B causes a variation of 10% on the value of the maximum pressure in the cycle, as presented in figure 5.

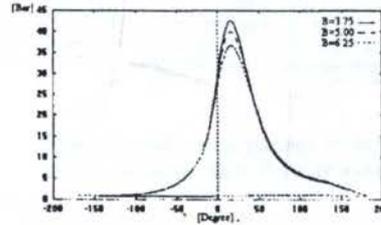


Figure 5: Effects of constant B of combustion duration equation on the greatest cycle pressure.

In the case of constant C, the same variation of 25% almost does not affect the values of maximum pressures, figure 6.

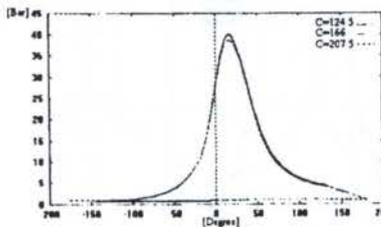


Figure 6: Effects of constant C of combustion duration equation on the greatest cycle pressure.

Therefore one may infer that a careful variation of the constants A, B and C on combustion duration expression is a powerful tool for a perfect adjustment of the simulated thermodynamics cycle to the one which is experimentally determined.

In the analysis of the heat transfer to the cylinder internal walls, one observes that the values calculated by the Annand's model (5) are, for $\alpha = 0.25$, up to 70 % larger than Woschni's model (6), figure 7. This determines a 20% deviation on the effective power value.

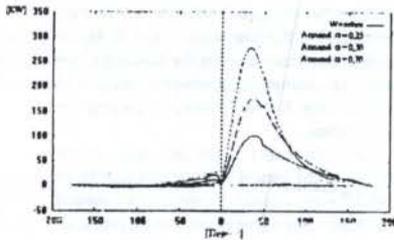


Figure 7: The influence of the constant α from Annand's model on diagram of heat transfer to walls vs crank angle, simulated at 3000 rpm.

The effect of the constant α of Annand's model on the pressure curve can be observed on figure 8. When the α value increases, a decrease in the maximum pressure of the simulated cycle is verified.

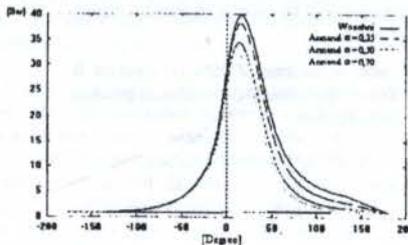


Figure 8: The influence of the constant α from Annand's model on the diagram of pressure vs crank angle, simulated at 3000 rpm.

Finally, the results show that the pressure curve is very little influenced by the variation in the wall temperature, figure 9.

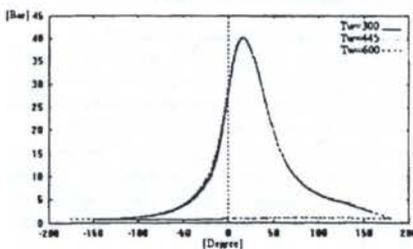


Figure 9: The influence of the wall's temperature on the diagram of pressure x crank angle, simulated at 3000 rpm.

CONCLUSIONS

In spite of using a relatively simple combustion model, when compared with the physical-chemical complexity of the process, the experimental results show that the model is adequate for the prediction of the Otto cycle engine behavior.

The results also show that the right adjustment of the equation of the combustion duration is fundamental for the good performance of the simulation program.

One can also infer, from the heat transfer coefficient study, that the Woschni's expression is more adequate to model the heat transfer process from the gas to engine internal walls, when one takes the dynamic pressure curve and the effective power as a reference, even though Annand's proposal allows a variation of the parameter α between 0.25 and 0.80.

Finally one can conclude that the wall temperature does not have preponderant influence on the simulation quality.

REFERENCES

- Annand, W. J. D. - Heat Transfer in the Cylinders of Reciprocating Internal Combustion Engines - Proc. I. Mech. E., 177-973, 1963.
- Campbell, A. S. - Thermodynamic Analysis of Combustion Engines - John Wiley & Sons, 1978.
- Horlock, F. R. S., Winterbone, D.E. - The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal Combustion Engines - Vol II - Clarendon Press - 1986.
- Oliveira, G. L. - Simulação de Motores do Ciclo Otto com Modelo de Combustão Progressiva - Relatório Interno - UNB/ENM - Brasília 1994.
- Taylor, C.F. - The Internal Combustion Engine in Theory and Practice - MIT Press, 1977.
- Vianna, J. N. S.; Damion J. P.; Carvalho, M.A.M. - Contribution to the Study of Measurement of Dynamic Pressure in the Engine Cylinders - Paper 942401E - SAE technical paper series, 1994.
- Watson, N.; Janota, M.S. - Turbocharging the Internal Combustion Engine - The MacMillan Press Ltda, 1982.
- Woschni, G. - A Universally Applicable Equation for the Instantaneous Heat Transfer Coefficient in the Internal Combustion Engine - Paper 3065/76 - SAE technical paper series, 1967.

**AUMENTO DE LA EFICIENCIA DE LOS MOTORES DIESEL.
AUTOMOTRICES MEDIANTE LA DESCONEXION DE
CILINDROS Y CICLOS**

Andrés Valderrama Romero-Facultad de Ingeniería Mecánica
Universidad Nacional de Ingeniería-Lima-Perú.
Nicolai Patrakhaltsev-Facultad de Ingeniería Mecánica
Universidad Nacional de Ingeniería-Lima-Perú.

RESUMEN

La desconexión de cilindros ha demostrado ser un método eficaz para ahorrar combustible y disminuir la toxicidad y el humeado de los gases de escape de los motores Diesel en los regímenes de cargas parciales y de vacío. En este trabajo se exponen los principios básicos y resultados experimentales de un nuevo método de desconexión de cilindros, basado en el aprovechamiento del fenómeno hidrodinámico que se origina en la línea de alta presión del sistema de inyección de combustible al final del proceso de inyección.

INTRODUCCION

Uno de los principales problemas de la industria de motores de combustión interna es la búsqueda del aumento de la efectividad del funcionamiento y, en particular, de la economía de combustible. Se sabe que la economía de los motores alternativos en gran medida depende de los regímenes de funcionamiento: si en el régimen nominal o cercanos a él, los índices de economía alcanzan valores óptimos o muy cercanos a ellos; en cargas parciales o marchas en vacío la efectividad de funcionamiento de los motores empeora sustancialmente. Precisamente estos regímenes son los de mayor frecuencia de funcionamiento de los motores vehiculares; así, un motor Diesel de tractor en condiciones reales de operación trabaja más de un 50% del tiempo en regímenes de vacío y de cargas parciales. Asimismo, se observa que vehículos para transporte de pasajeros con motores Diesel de baja cilindrada (menor que 3000 cm³), cuando funcionan en condiciones de alta densidad de tránsito urbano, desarrollan alrededor del 50% de su potencia nominal; más aún, en el cilindro del motor se desarrolla sólo cerca del 60% de la presión media efectiva. Debido a esto, los regímenes de marchas en vacío y de cargas parciales representan interés práctico y científico para aumentar la efectividad de funcionamiento de los motores en estos regímenes.

El proceso de trabajo del motor Diesel en regímenes de cargas parciales es deficiente debido al empeoramiento del proceso de formación de la mezcla, como consecuencia de un empeoramiento de la pulverización del combustible; asimismo, aumenta el período de retardo de la inflamación del combustible, produciendo un funcionamiento rígido del motor, empeorando los índices de toxicidad y de humeado, ya que en muchos casos el motor Diesel se ve obligado a trabajar por debajo de la temperatura óptima de funcionamiento [6].

Los trabajos orientados al mejoramiento de las características de economía de los motores cuando funcionan con cargas parciales se pueden clasificar en dos grupos:

El primer grupo describe y estudia la estabilidad del proceso de combustión cuando el motor funciona con cargas parciales.

El segundo grupo describe y estudia el sistema de regulación del suministro de combustible, o de la distribución de gases, variando la potencia del motor de acuerdo con la carga, dejando que cada ciclo se desarrolle óptimamente. Aquí, cabe mencionar el empleo del sistema de encendido por pardo, la separación de la mezcla por capas (estratificación), la intensificación del proceso de

la combustión y de la inyección del combustible.

En los últimos años, han aparecido trabajos orientados a resolver los agudos problemas relacionados con el ahorro de combustible y la protección del medio ambiente, también buscan asegurar el funcionamiento confiable de los motores en regímenes desfavorables (en vacío). Un método efectivo para aumentar la eficiencia del motor consiste en regular la potencia del mismo optimizando el número de cilindros que trabajan (economía de combustible), es decir, desconectando una parte de los cilindros, los otros al seguir funcionando se ven obligados a desarrollar mayor trabajo, debido a que la potencia total desarrollada por el motor en dicho régimen se distribuye en menor número de cilindros, lo que provoca el mejoramiento de la pulverización y la disminución de la desigualdad del suministro de combustible en los cilindros que trabajan [2].

La figura 1, muestra la característica de variación de la eficiencia indicada (η_i) del motor Diesel en función del coeficiente de exceso de aire (λ). Esta característica señala que, cuando se desconecta parte de los cilindros en el rango comprendido entre los puntos 4 y 2, la eficiencia indicada aumenta cuando se desconecta la cantidad de cilindros necesarios para que η_i sea óptima.

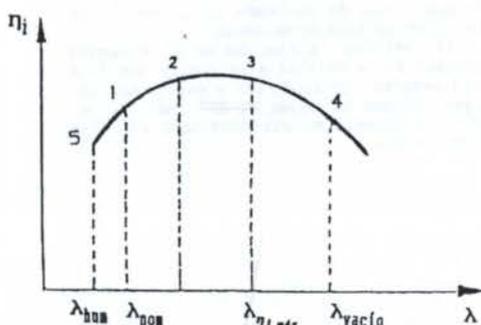


Figura 1: Variación de la eficiencia indicada (η_i) en función del coeficiente de exceso de aire (λ) en un motor Diesel.

FUNDAMENTO TEORICO

En los motores Diesel, se emplean, principalmente, tres métodos de desconexión de cilindros:

. Desconexión de cilindros mediante el corte de suministro de combustible: se corta el suministro de combustible dejando que las válvulas de los cilindros desconectados sigan funcionando normalmente, es decir, admitiendo y expulsando aire.

. Corte del suministro de combustible y anulación del proceso de intercambio de gases, de tal modo que los gases residuales y el aire actúan como resorte neumático, debilitándose a medida que pasan por las partes menos herméticas del cilindro; como resultado, la eficiencia indicada (η_i) cae hasta hacerse cero, mientras que la eficiencia mecánica del motor (η_m) aumenta en comparación al caso en que las válvulas siguen funcionando.

. Corte del suministro de combustible, deteniendo, al mismo tiempo, los émbolos buzos de la bomba de inyección correspondientes a los cilindros desconectados.

La desconexión de cilindros en los motores Diesel, que se basa en el corte del suministro de combustible para un cilindro determinado resulta muy sencillo de aplicar cuando el motor lleva bombas de inyección individuales, como es el caso de algunos motores ferroviarios, estacionarios y marinos, en donde esta forma de desconexión se emplea ampliamente. Actualmente, en el Instituto de Motores de Combustión Interna de la Universidad Nacional de Ingeniería (Lima-Perú) se perfecciona un sistema de desconexión de cilindros que basa su principio de desconexión en el empleo de un regulador de la presión inicial de la inyección (RND).

La figura 2 muestra esquemáticamente la ubicación del sistema de desconexión de cilindros (SDC) propuesto [3]; tiene como elemento principal una válvula especial 4, que es comandada por un solenoide 3; dicha válvula está ubicada entre las líneas de alta presión 5 y de retorno del combustible. Al aplicarse una tensión (V) al solenoide, éste actúa inmediatamente sobre la válvula especial 4 tratándola de abrir hacia el lado de la línea de alta presión; dicha apertura no se ejecuta mientras la presión residual y, más aún, la presión de inyección lo impidan; entonces, la apertura de dicha válvula se efectuará al asentarse la válvula impelente 6 de la bomba de inyección sobre su asiento 8, la sección de corte 9 crea una onda de depresión; es precisamente, en este momento cuando se abre la válvula especial del sistema de desconexión y se mantiene en tal posición con la ayuda de un mando eléctrico haciendo que el combustible que viene de la bomba de inyección se derive a la línea de baja presión 2.

Al cortarse la tensión en el elemento electromagnético 3, la válvula 4 se cierra debido a la acción del resorte, haciendo que a partir de este momento se restablezca la inyección del combustible; por lo tanto, se conecta el cilindro para volver a trabajar normalmente.

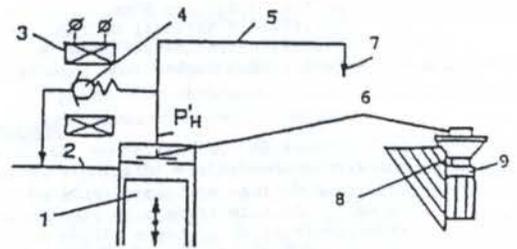


Figura 2: Esquema del sistema de desconexión de cilindros (SDC):

1.bomba de inyección; 2.línea de baja presión; 3.solenoide del sistema de desconexión de cilindros; 4.válvula especial; 5.línea de alta presión; 6.válvula impelente; 7.inyector; 8.asiento de la válvula impelente; 9.sección de corte.

En la figura 3 se muestra al desconector de cilindros, que tiene por objeto conseguir un ahorro considerable de combustible en los motores Diesel vehiculares de mayor aplicación. Entre las cualidades más importantes del desconector se pueden mencionar las siguientes:

. Su instalación en el motor no requiere modificar la estructura del mismo ni del sistema de inyección.

. Puede funcionar con corriente del propio sistema eléctrico del vehículo (de 12 ó 24 V).

. La potencia requerida para deshermetizar la línea de alta presión no excede de 7 W.

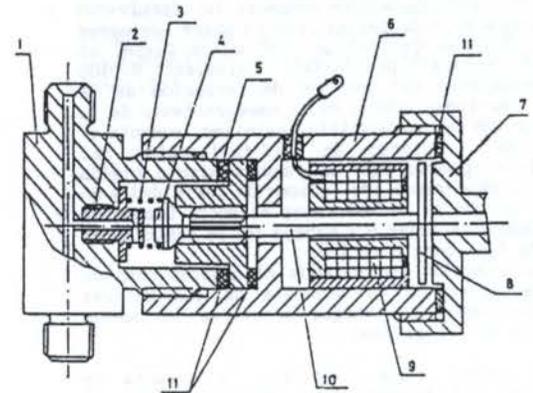


Figura 3: Esquema del desconector de cilindros:

1.cuerpo de la válvula; 2.tope de la válvula especial; 3.resorte recuperador; 4.válvula de una sola vía; 5.asiento de la válvula; 6.cuerpo del solenoide; 7.tapa; 8.plato magnético; 9.bobina del electroimán; 10.vástago; 11. empaquetadura.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Los resultados experimentales obtenidos en el laboratorio con un motor PERKINS C4.236V, turbocompensado, muestran (figura 4), que en los regímenes de vacío y de bajas velocidades, el funcionamiento del motor se caracteriza por un ahorro sustantivo de combustible para cualquier número de cilindros desconectados. La desconexión de 2 cilindros permite un ahorro promedio mayor en cualquier régimen de velocidad del motor, siendo mayor el ahorro en regímenes de ralentí alto (máxima velocidad del motor sin carga).

También se aprecia el porcentaje de ahorro de combustible en función del número de cilindros no desconectados; se observa que desconectar 2 cilindros resulta beneficioso en regímenes cercanos al ralentí bajo, mientras que es más ventajoso desconectar 1 cilindro en ralentí alto; pero al desconectar 3 cilindros el comportamiento del motor se vuelve inestable, disminuyendo la eficiencia del motor.

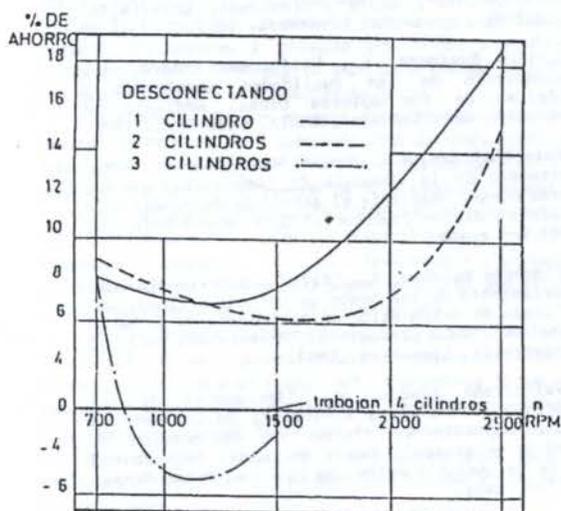


Figura 4: Porcentaje de ahorro de combustible con el sistema de desconexión de cilindros (C/SDC).

Ensayos realizados en un motor Diesel de 12 cilindros, en regímenes de marcha en vacío, y cambiando la velocidad desde 600 hasta 1500 rpm, se muestra en la figura 5. Antes de iniciarse los ensayos, a modo de referencia, se obtuvo las características del motor funcionando con carga y sin desconectores; luego se obtuvieron las mismas características a iguales condiciones, pero con desconectores instalados en cada cilindro, con el objeto de determinar la influencia de estos elementos complementarios en el funcionamiento del motor. Tal como muestran los resultados, en todos los regímenes de velocidad, se obtuvo menor consumo de combustible cuando el motor Diesel funcionó con el sistema de desconexión de cilindros (C/SDC).

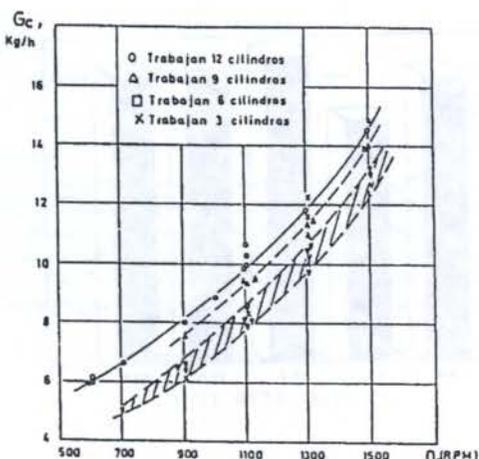


Figura 5: Gasto horario de combustible variando la velocidad del motor sin carga.

Las pruebas de campo en un vehículo de carga marca SCANIA 110 super, con motor Diesel SCANIA DS11, con recorridos de 540 km (Lima-Trujillo), durante 5000 horas de recorrido en total, señalan que las condiciones topográficas y geográficas particulares del terreno, permiten el empleo del sistema de desconexión de cilindros durante el 20% del tiempo total empleado en el recorrido.

El mayor ahorro de combustible se logró a cargas parciales y en vacío. Asimismo, se manifiesta un ahorro para cualquier peso neto vehicular (PNV) debido al empleo del sistema (SDC), trabajando como regulador de la presión inicial de inyección, (RND) en algunos tramos y, en otros, con el SDC, tal como se muestra en la tabla 1.

Tabla 1: Ahorro de combustible según el PNV con el sistema de desconexión de cilindros (C/SDC) en un recorrido de 540 km (Lima-Trujillo).

PNV (TM)	*S/SDC (gal)	C/SDC (gal)	AHORRO (gal)	PORCENTAJE (%)
8,0	51,9	44,7	7,2	13,9
17,2	58,7	52,5	6,2	10,5
18,6	58,7	58,9	7,8	11,6
21,0	72,9	65,7	7,2	9,8
22,5	77,3	69,9	7,4	9,5

* S/SDC: sin sistema de desconexión de cilindros.

El proceso de desconexión de cilindros se efectuó en forma alternada por un período de tiempo muy corto y, en todo instante, el número de cilindros desconectados permaneció constante e igual a 2; empleándose la combinación óptima de cilindros desconectados: 1-5; 2-6; 3-4, mediante el accionamiento del mando eléctrico ubicado en la cabina del vehículo.

Transportar un peso neto determinado en el vehículo obligó a desplazar en cierta magnitud la posición del mecanismo de suministro de combustible (acelerador); y cuando se accionó el sistema de desconexión de cilindros, el combustible fue

derivado hacia la línea de baja presión, obligando a variar la posición de la cremallera de suministro; por tanto, dicha posición es diferente y variable para cada peso neto vehicular.

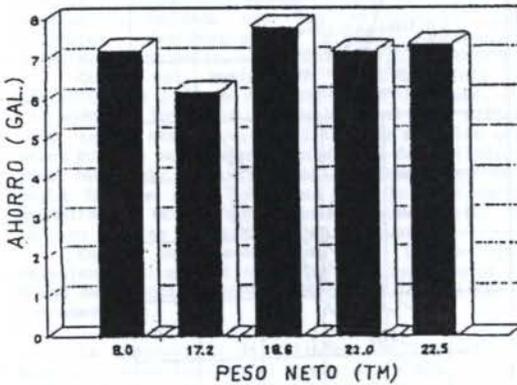


Figura 6: Ahorro de combustible en galones en función al peso neto vehicular (PNV), durante el recorrido 540 km (Lima-Trujillo).

El mayor beneficio del empleo del sistema de desconexión de cilindros, de acuerdo al peso neto vehicular, se logra para valores menores al 50% del peso neto vehicular. Esta disminución del consumo de combustible (ahorro) también se debe a las condiciones particulares del terreno, es decir, al desplazamiento por pendientes prolongadas (bajadas). En las "subidas" el sistema trabaja como RND, mientras que en la "bajada" se emplea el sistema de desconexión de cilindros (C/SDC), derivando el combustible de 2 cilindros desconectados hacia la línea de baja presión.

El motor Diesel SCANIA DS11 trabajando con el sistema de desconexión de cilindros disminuye el humeado (hollín), esto demuestra que el proceso de combustión es más eficiente, debido a que parte del combustible derivado de los 2 cilindros desconectados es introducido a los 4 cilindros restantes, mejorando la eficiencia indicada y los niveles de contenido de hollín (humeado); las mediciones se efectuaron para cada peso neto vehicular, obteniéndose los siguientes resultados:

Tabla 2: Nivel de humeado en regímenes de vacío del motor Diesel SCANIA DS11, durante el recorrido de 540 km (Lima-Trujillo).

n (rpm)	HUMEADO (Bosch)		Disminución (%)
	(S/SDC)	(C/SDC)	
1 200	3,5	3,0	14,3
1 400	2,9	2,5	13,8
2 000	2,4	2,1	12,5
2 200	2,8	2,4	14,3

Los valores del humeado son inferiores a los valores del límite de humos (4,2 unidades en la escala Bosch). Las mediciones durante las pruebas se hicieron en regímenes transitorios de aceleración y desaceleración, por lo tanto, los valores obtenidos comprueba la incidencia del funcionamiento del sistema de desconexión de cilindros en el comportamiento del motor Diesel SCANIA DS11.

CONCLUSIONES

. El sistema de desconexión de cilindros propuesto es sencillo en su construcción y de fácil instalación y empleo en los motores Diesel automotrices, lo que hace muy conveniente y ventajosa su aplicación.

. El sistema de desconexión de cilindros que se propone es ventajoso económicamente, ya que disminuye el consumo de combustible en regímenes de vacío hasta en 18%.

. El sistema de desconexión de cilindros que se propone es ventajoso, ya que disminuye el consumo de combustible en todos los regímenes de funcionamiento, lográndose un ahorro promedio de 8 a 11%.

. El sistema de desconexión de cilindros es beneficioso, también, porque permite disminuir la concentración de componentes tóxicos y de humeado en los gases de escape del motor hasta un 13%, en promedio.

REFERENCIAS

1. Patrakhaltsev, N.N., Pavlov V.G., Oliesov, I. Y., "Sistema de suministro de combustible en el motor Diesel", Universidad Rusa de la Amistad entre los Pueblos, Moscú-Rusia, 1977 (en ruso).
2. Valdez Luna, G., "Estudio experimental de la influencia de la desconexión de cilindros sobre el consumo de combustible del motor Diesel marca Perkins C4-236V", tesis profesional, Universidad Nacional de Ingeniería, Lima-Perú, 1992.
3. Lastra Espinoza, L., Valderrama Romero, A., "Mejoramiento de las cualidades económicas y ecológicas de los motores Diesel mediante la desconexión de cilindros", TECNIA, Lima-Perú, 1993.
4. Patrakhaltsev, N.N., Emil, M.V., Oliesov, I.Y., "Incremento de la economía de combustible de los motores Diesel, mediante el método de desconexión de cilindros y ciclos", Editorial RUDN, Moscú-Rusia, Nº 621,43 (en ruso)
5. Figueroa Reinoso, R., "Estudio experimental del comportamiento de una bomba de inyección lineal con el sistema de desconexión de cilindros, en un banco de pruebas", tesis profesional, Universidad Nacional de Ingeniería, Lima-Perú, 1993.
6. Valderrama Romero, A., "Incremento de las cualidades económicas y ecológicas de los motores Diesel, mediante el sistema de desconexión de cilindros y ciclos", tesis doctoral, Universidad Rusa de la Amistad entre los Pueblos, Moscú-Rusia, 1995 (en ruso).

ABSTRACT

Cylinder disconnection has shown to be an efficient method to save fuel and to decrease the toxicity in exhaust gases in both to load and light load regimes.

Although the cylinder disconnection has been used since long time ago in certain engines, principally high powered Diesel engines, it's application is advantageous when used in vehicular engines.

Without delve into analytical aspects, a new type of cylinder disconnection and cycles method is presents. This method is based in the advantage of the hydrodynamic phenomenon that occurs in the high pressure line of the injection system.

Based on the experimental results presented in this article, the method is currently being perfect with the intention of achieving high economic and ecologic indexes.

COGERAÇÃO COM TURBINAS A GÁS - O USO DE TROCADOR TIPO TUBOS DE CALOR (HEAT PIPE) PARA A RECUPERAÇÃO ENERGÉTICA DOS GASES DE EXAUSTÃO

José Luz Silveira, José A. P. Balestieri, Petronio Masanobu Tanisho,
Maurício Araujo Zanardi, Nelson Murcia
Departamento de Energia, UNESP - Universidade Estadual Paulista,
Fax.: (0125) 32.2466

RESUMO

Neste trabalho propõe-se o uso de trocador com tubos de calor para a recuperação do calor dos gases de exaustão de turbinas a gás, visando a produção de água quente, necessária a um processo hipotético. Baseado na quantidade de calor de processo, são determinadas as vazões de gases de exaustão necessárias para o caso de uso de trocador com tubos de calor. Com base nestas vazões de gases encontradas são pesquisados os sistemas turbinas a gás comercialmente disponíveis, que poderiam ser utilizados, estabelecendo desse modo os níveis de potência elétrica em função das eficiências de troca de calor dos sistemas de recuperação.

INTRODUÇÃO

O desenvolvimento de novas tecnologias de geração termoelétrica e a crescente demanda por energia tem permitido a expansão da cogeração nas mais diversas aplicações. Com o intuito de se promover um maior aproveitamento das diversas formas de energia gerada em um sistema de cogeração, é possível direcionar-se a pesquisa por novos e melhores componentes tanto no sentido da geração da energia quanto na sua recuperação para as aplicações desejadas.

A proposta de um sistema de cogeração para uma unidade de processo que apresenta uma demanda média de água quente da ordem de 7500 kW e elétrica de 4500 kW pode perfeitamente se enquadrar na faixa adequada ao uso de turbinas a gás, visto ser sua razão potência/calor (da ordem de 0,6) condizente com o intervalo possível para as máquinas existentes no mercado. Os custos favoráveis e a incipiente penetração do gás natural nas áreas industriais são fatores diferenciais na escolha por estes equipamentos.

Por outro lado, o desenvolvimento de novas técnicas de recuperação do calor podem traduzir vantagens no processo de melhoria da oferta de energia sob os princípios de seu uso racional; a proposta do uso de tubos de calor associados à recuperação dos gases de escape das turbinas a gás para a produção de água quente para o processo pode garantir vantagens técnicas se comparados aos trocadores de calor convencionais.

Com base nas necessidades energéticas de uma planta de processo é apresentada uma sequência de cálculos para auxiliar a definição de uma configuração final para o sistema de cogeração a ser proposto, considerando-se fatores técnicos para auxiliar a decisão (Silveira, 1994).

PROPOSTA BÁSICA DE CONFIGURAÇÃO

A configuração básica proposta para um sistema de cogeração que deva ser associado a uma planta de processo que demanda 100 m³/h de água quente (T = 90°C) é apresentada na Figura 1.

Um levantamento das necessidades diárias de água quente e eletricidade na planta de processo permitiu que fossem definidas as curvas de carga apresentadas na Figura 2, de onde são colhidos os valores máximos de demanda para a análise.

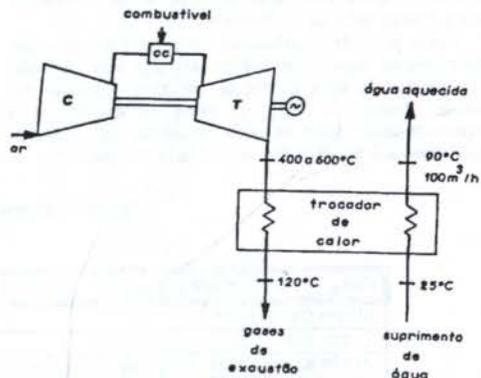


Figura 1: O sistema de cogeração proposto.

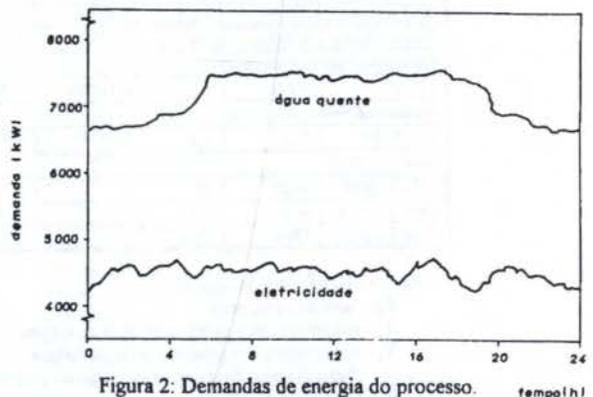


Figura 2: Demandas de energia do processo.

As vantagens desta proposta básica se encontram especialmente na alta eficiência do processo de conversão de energia associado à reduzida produção de poluentes e particulados no processo de combustão do gás natural, bem como na reduzida necessidade de espaço para a localização da planta de geração. É importante ainda frisar a alta disponibilidade mecânica (cerca de 90%) das unidades a gás, o que permite uma operação segura e estável na base do sistema por mais de 4300 h/falha (Smith, 1993), que mais ainda favorece seu emprego na cogeração.

A decisão acerca dos principais equipamentos do sistema de cogeração deve atender as premissas básicas do projeto, isto é, o atendimento integral às necessidades térmicas do processo (paridade térmica) (Balestieri, 1994). Com isso, o atendimento às necessidades elétricas poderá ser feito pelo próprio sistema de cogeração ou por compra de eletricidade da concessionária, em função da escolha da turbina a gás que comporá a mesma (o que poderá implicar num sistema operando com excedente, auto-suficiência ou déficit de energia elétrica).

SELEÇÃO DE SISTEMAS TURBINAS A GÁS

A sequência adotada para a definição da turbina a gás que irá compor a configuração básica proposta deve contemplar unidades que concorrerão para gerar déficit, excedente ou autosuficiência na produção de energia elétrica, a custos diferenciados de investimento.

Como pretende-se selecionar sistemas turbinas a gás comercialmente disponíveis que possam atender a produção dos requisitos de água quente do processo (operação em paridade térmica), o fluxo de gases de exaustão e a temperatura desses gases na saída da turbina são parâmetros importantes para decidir sobre as configurações possíveis.

Desse modo, um balanço de energia operado no trocador de calor permite traçar uma curva do fluxo em massa dos gases de escape pela temperatura dos gases na saída da turbina (variando entre 400 e 600 °C conforme Biasi, 1993), reproduzido na Figura 3.

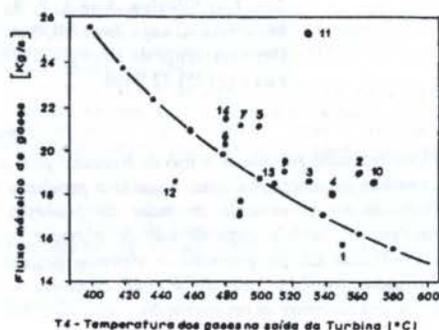


Figura 3: Fluxo de gases necessário em função da temperatura dos gases de exaustão da turbina.

Os valores apresentados na Tabela 1 foram obtidos de catálogos dos diferentes fabricantes e representam a condição ISO (nível do mar, 15°C e 60% de umidade relativa do ar) no ponto de projeto de cada unidade, também referenciada pelos pontos indicados na figura 3.

Tabela 1: Sistemas disponíveis comercialmente - condições ISO

Código	Ep (kW)	Rp	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	m [kg/s]	η _t (%)	n [rpm]
Allison Gas Turbine:							
1) 501-KB5	3926	10,1		550	15,6	28,7	14.200
2) 570-K	4877	12,1		563	19,0	29,5	11.500
3) 571-K	5910	12,7		533	18,7	33,9	11.500
Deutzmwn-Gastechnik:							
4) KT334	2824	9,2		545	18,1	19,5	1500/1800
Dresser-Rand:							
5) KG5	3000	6,5	870	500	21,3	21,2	14.200
6) DR-990	4220	12,6	1050	481	20,4	29,0	7.200
European Gas Turbines:							
7) TB 5000	3809	6,5	910	550	15,6	28,7	14.200
8) Typhoon	3926	12,6	1054	563	19,0	29,5	11.500
Typhoon(M)	4560	14	1100	514	19,1	30,4	17384
Kawasaki Heavy Industries:							
10) MIT-23	B876	11,1	1130	568	18,6	24,0	1500/1800
Siemens KWU:							
11) PGT5	5220	9,2		530	25,4	27,0	11.140
Solar Turbines:							
12) Centaur	3425	10		449	18,6	27,0	14.950
Cent. Type H	4040	9,8		509	18,5	28,0	14.950
Cent. Taurus	4860	10,9		482	21,6	30,0	14.950

Nota: Ep - eletricidade produzida

Rp - taxa de compressão

T₃ - temperaturados gases na entrada da turbina

T₄ - temperatura dos gases na saída da turbina

m - fluxo mássico de gases de exaustão ou de escape

η_t - rendimento térmico

n - rotação

Para a realização deste estudo de caso, decidiu-se por analisar individualmente as máquinas mostradas na Tabela 2, em função da sua condição de geração elétrica.

Tabela 2: Máquinas utilizadas na análise.

Fabricante	Código do Equipamento	Condição Operacional
Alisson Gas Turbines	571-k	excedente elétrico
European Gas Turbines	Typhoon (M)	autosuficiente
Solar Turbines	Centaur Type H	déficit elétrico

TROCADORES DE CALOR COM TUBOS DE CALOR

Há um grande número de técnicas para o reaproveitamento do calor de ar ou gases de exaustão de processos industriais. Comercialmente existem duas categorias de sistemas para esse trabalho: os regeneradores e os recuperadores.

O trocador de calor, composto de tubos de calor, que são dispositivos de altíssima condutância térmica equivalente, faz parte do grupo dos recuperadores, que são equipamentos onde o calor flui permanentemente de um fluido para outro através de uma parede separadora (Murcia, 1988) (Zanardi, 1989) (Tanisho, 1990).

Para se ter uma idéia da eficiência de um tubo de calor, dispositivo mostrado na Figura 4, ao comparar-se a condutância térmica de um tubo de calor com container de cobre tendo água como fluido de trabalho, com um tarugo de cobre com igual diâmetro, o tubo de calor terá uma condutância térmica centenas de vezes maior.

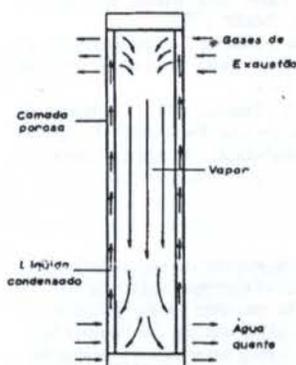


Figura 4: Tubo de Calor.

As partes de um tubo de calor e as regiões de funcionamento são mostrados na Figura 5; o tubo de calor se compõe de um container, uma camada porosa junto a parede interna do container e do fluido de trabalho. As regiões são as seguintes: o evaporador, o condensador e uma região chamada adiabática que pode ou não existir, que irá separar o evaporador do condensador.

Uma comparação entre um trocador de calor com tubos de calor e um trocador convencional não é simples. Uma comparação possível seria pelas resistências térmicas dos sistemas. Como a resistência térmica interna do tubo de calor é proveniente da camada porosa, que é uma estrutura relativamente fina e dos processos de condensação e evaporação do fluido de trabalho, processos estes de altos coeficientes de transmissão de calor, ela pode ser considerada muito pequena e isto implicaria em que a comparação seria

entre as impedâncias externas do trocador com tubos de calor e a impedância interna e externa de um trocador convencional.

São listadas a seguir algumas vantagens do trocador com tubos de calor:

1. Não contém partes móveis e não requer um trabalho externo para o seu funcionamento.
2. Não existe contaminação entre os fluidos que participam da troca de calor, podendo de acordo com alguma necessidade específica separar-se os dois fluidos por uma seção adiabática.
3. Reversibilidade: o fluxo de calor poderá ser invertido quando for necessário para o processo.
4. Independência das áreas de troca de calor: como a área do fluido quente e do fluido frio são totalmente independentes, elas podem ser otimizadas individualmente.
5. Possibilidade de controle, através da inclinação do trocador de calor ou por um gás de controle não condensável. Se for através de um gás de controle, ele poderá ser totalmente auto-controlável, independente de controle externos.

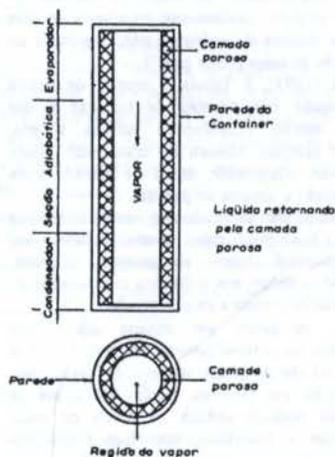


Figura 5: Principais regiões do tubo de calor.

As aplicações principais de um trocador de calor com tubos de calor em sistemas de recuperação seriam (Zanardi et al, 1993):

1. Recuperação de calor em sistemas de ar condicionado.
2. Recuperação de calor de processos industriais para o aquecimento de ambiente.
3. Recuperação de calor de processos industriais para o reuso no próprio processo, por exemplo preaquecimento do ar de combustão. É a área onde a faixa de aplicação é a mais diversa e a faixa de temperatura é a mais ampla.

Conforme pode-se notar, pelas vantagens descritas anteriormente, a utilização deste dispositivo no problema em estudo é bastante adequada.

Neste projeto, para as condições propostas, tem-se:

a) Fluido de trabalho.

O fluido de trabalho deve ter:

1. compatibilidade com o material do container e da camada porosa
2. boa estabilidade térmica
3. molhabilidade da camada porosa e do container
4. pressão de vapor não muito alta na faixa de temperatura de operação
5. alto calor latente
6. alta condutividade térmica
7. baixa viscosidade do líquido e vapor

Para a faixa de temperaturas de operação, os fluidos recomendados são thermex cuja faixa útil situa-se entre 150 e 400 °C e o mercúrio para 250 a 650°C.

b) Estrutura porosa

A compatibilidade entre o fluido e o material da estrutura porosa e o material do container é de grande importância para a vida útil do tubo de calor.

Para o thermex, recomenda-se cobre ou aço inox tanto para a estrutura porosa como para o container.

Para o mercúrio, o recomendável é se utilizar inox 316, podendo-se utilizar ranhuras como estrutura porosa.

c) Configuração do trocador

Utilizando o fato das áreas de troca de calor serem independentes, poderemos utilizar escoamento transversal sobre um banco de tubos em quiconcio na região de condensador do trocador, por onde flui a água, e fazer o aletamento deste tubos no lado do evaporador, por onde flui os gases de escape da turbina. Tem-se ainda a flexibilidade de se utilizar comprimentos diferentes de cada região, procurando otimizar o coeficiente global de transferência de calor do trocador.

ASPECTOS ECONÔMICOS

O custo de investimento, no caso do sistema de cogeração proposto engloba basicamente os custos de dois módulos, o custo do sistema de turbina a gás, e o custo do sistema de recuperação de calor ("heat pipe").

Segundo Biasi (1993), a Tabela 3 mostra os custos médios de investimento nos sistemas de turbinas a gás selecionados neste estudo (envolvendo turbina a gás, compressor, gerador elétrico, câmara de combustão, placa suporte, caixa acústica, silenciador, dutos de entrada e de exaustão, controle padrão e sistema de partida).

Ainda na Tabela 3, são mostrados os custos estimados para o trocador tipo heat pipe, cujos custos poderiam ser subdivididos em estrutural (tubos, aletamentos, chicanas, espelhos, etc., que são similares aos utilizados em trocador de calor comum), do material poroso e de construção.

Os protótipos montados em nossos laboratórios evidenciam que o custo do material poroso, em geral telas, é significante quando elas são de grande número de "mesh", por exemplo para aplicação em satélites, porém em casos de recuperação industrial pode-se utilizar os tubos de calor inclinados e aproveitar a gravidade; com isso é possível trabalhar com telas de pequenos números de "mesh" e com custo irrelevante no projeto do trocador de calor.

Para a aplicação proposta, baseado nos protótipos construídos em laboratório, pode-se estimar o custo total da planta.

Tabela 3: Investimentos nos casos estudados.

Condição Operacional	ISTG (US\$)	IHP (US\$)	IT (US\$)
Excedente elétrico 571-k (Allison)	2.208.863	397.500	2.606.363
Autosuficiência Typhoon (M) (European Gas Turbines)	1.898.328	386.900	2.285.228
Déficit elétrico Centaur Type H (Solar Turbines)	1.770.126	369.850	2.139.976

Nota: ISTG - Investimento no Sistema Turbinas a Gás

IHP - Investimento no Trocador Tipo "heat pipe"

IT - Investimento Total na Planta

CONCLUSÕES

Como mostrado no escopo deste trabalho a alternativa tecnológica de cogeração com a associação de turbina a gás e trocador de calor tipo tubo de calor, para a produção simultânea de eletricidade e água quente, é uma alternativa de viabilidade técnica, que acreditamos ser aplicável não apenas

ao setor industrial, como também para o setor terciário (envolvendo hospitais, hotéis, condomínios residenciais, etc.).

É preciso salientar que o desenvolvimento dessa técnica de recuperação de calor pode traduzir vantagens no processo de melhoria da oferta de energia sob os princípios de utilização racional de energia.

Quanto aos aspectos econômicos, nota-se que o custo de investimento em trocadores de calor tipo tubo de calor são relativamente baixos, o que pode tornar viáveis investimentos em sistemas de cogeração dos tipos apresentados neste trabalho.

Acreditamos que para um sistema elétrico bem definido, a nova opção tecnológica aqui apresentada pode ser vista como um bom investimento.

Para uma análise de viabilidade econômica real a ser aplicada neste estudo faz-se necessário quantificar os benefícios da implantação de um sistema de cogeração utilizando turbina a gás acoplada a trocador de calor tipo tubo de calor.

REFERÊNCIAS

- Balestieri, J.A.P., "Planejamento de Centrais de Cogeração: Uma Abordagem multiobjetiva". Tese de Doutorado, UNICAMP, 1994.
- Biasi, V. (Publisher), "For Project Planning, Design and Construction", Gas Turbine World - The 1992-93 Handbook, Vol. 14, Pequot Publishing, 1993.
- Murcia, N., "Trocador de Calor com Tubos de Calor", Tese de Livre-Docência, UNESP-Guaratinguetá, 1988.
- Silveira, J.L., "Cogeração Disseminada para Pequenos Usuários: Estudo de Casos para o Setor Terciário", Tese de Doutorado, UNICAMP, 1994.
- Smith, D.J., "Cogeneration Forced outage rates less than 6%", Power Engineering, v.97, nº2, p.16, 1993.
- Tanisho, P.M., "Análise Experimental de um Trocador de Calor com Tubos de Calor para Baixas Inclinações", Dissertação de Mestrado, UNESP, 1990.
- Zanardi, M.A., "Análise Numérica e Experimental de Conjunto Concentrador com Tubo de Calor", Tese de Doutorado, UNICAMP, 1989.
- Zanardi, M.A.; Murcia, N.; Tanisho, P.M., "Aplicação de Tubos de Calor na Recuperação Energética", Congresso Latino-Americano de Recuperação, 7, Anais, Vitória-ES, p.128-141, 1993.

ABSTRACT

Gas turbine cogeneration systems are being widely used in the simultaneous production of electricity and useful heat.

Several devices can be indicated to the recovery of exhaust gas heat from gas turbine systems, for example heat recovery steam generators, boiling-water heaters, absorption refrigerating systems (cooled water), drying systems (heated air), each one indicated for a specific use of recovery heat.

In this paper it is proposed the use of heat pipes exchangers in the recovery of exhaust gas heat to produce heated water to be used in a process. Heat pipes are devices that has high thermal conductance that can be used to reduce thermal losses to the environment. The use of heat pipes in these types of equipment can provide heat recoveries of high efficiency since both fluid flows are external and there are less contamination risks between the hot and cold streams.

Based on the heat content of such process it is determined the exhaust gas flow necessary to a heat pipe exchanger. Gas flow will define the commercial gas turbine available into the market that can be recommended to the use in a thermal-following profile and thus determining the electric power to be delivered by each system according to the heat transfer efficiencies of the recovery systems compared.

DESARROLLO DE CONDUCTOS DE ADMISION DE MOTORES ALTERNATIVOS DE COMBUSTION INTERNA CON EL APOYO DE UN FLUJOMETRO

Samat, David; Diaz Terrado, Mario; Carpaneto, Pablo; Sanchez, Manuel; Bocca,
Carlos; Barbieri, Andrés; Molina, Santiago - Instituto de Mecánica Aplicada -
Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de San Juan

RESUMEN

Una forma de mejorar el rendimiento mecánico de un motor es mejorar su rendimiento volumétrico. Al mejorar el rendimiento mecánico mejora el rendimiento total, a igualdad del Poder Calorífico del combustible, mejora el consumo de este. En el presente trabajo se relatan las experiencias obtenidas en el desarrollo de sistemas de admisión, haciendo énfasis en el desarrollo de conductos y válvulas.

INTRODUCCION

El rendimiento total (η) de un motor, se expresa como el producto de los rendimientos, indicado (η_i), térmico ideal (η_t) y mecánico (η_m), como se indica a continuación.

$$\eta = \eta_t \cdot \eta_i \cdot \eta_m \quad (1)$$

A su vez el rendimiento total es igual a:

$$\eta = \frac{632000}{C_s \cdot PCI} \quad (2)$$

Donde C_s es el consumo específico [gr/CVh] y PCI el poder calorífico inferior del combustible [kcal/kg].

El rendimiento indicado (η_i) depende de la calidad de la combustión.

El rendimiento térmico ideal (η_t) depende de la relación de compresión (ρ) según la ecuación (3).

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\rho^{\gamma-1}} \quad (3)$$

El rendimiento mecánico (η_m) depende de la calidad del diseño y construcción del motor.

Si se aumenta cualquiera de los rendimientos aumentará el rendimiento total (η) ec.(1), al aumentar este rendimiento y a igualdad de combustible (igual PCI), disminuirá el C_s .

Cuando se mejora la respiración de un motor, se mejora el rendimiento mecánico, pero también se influye sobre el rendimiento indicado, debido a las mejoras que se producen en el proceso de combustión. Así es que las mejoras individuales se inter relacionan entre si dando como resultado un incremento del rendimiento total mayor que si se multipli-

can los incrementos de rendimientos obtenidos con las mejoras en forma individual.

En el área de Máquinas Térmicas del Instituto de Mecánica Aplicada - Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de San Juan - Argentina, entre otros trabajos se desarrollan motores de elevada performance con el objeto de obtener respuestas rápidas sobre diferentes estudios que se realizan sobre nuevas piezas, nuevas formas de piezas existentes, lubricantes, combustibles.

Cuando se obtienen algunos de los resultados esperados estos motores se los instala en vehículos de competición para verificar en realidades totalmente exigidas su comportamiento. Posteriormente estos estudios pueden volcarse a motores normales.

EQUIPOS Y ENSAYOS

El aparato utilizado para realizar los ensayos es un flujometro con un motor de 40 CV y una bomba de vacío de anillo de agua, construido totalmente en el laboratorio de Máquinas Térmicas, (salvo el motor y la bomba que son de tipo comercial), este flujometro se construyó para poder medir caudales máxicos de acuerdo con la norma ISO 5167, usando el método de "orifice plates".

Cuenta con una cámara aislada donde se coloca el elemento a ensayar, un manómetro de tubo inclinado que mide la caída de presión en la placa calibrada, un vacuómetro que permite medir la succión de la bomba y otros elementos que hacen a su funcionamiento.

El caudal se obtiene midiendo la caída de presión que ocasiona el fluido al pasar por la placa calibrada, además de conocer las condiciones ambientales y los parámetros de la placa utilizada. La fórmula que da la Norma ISO 5167 es la siguiente:

$$q_m = \alpha \epsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2 \Delta P \rho} \quad [\text{kg/seg}] \quad (4)$$

donde α y ϵ son coeficientes que la norma indica cómo calcularlos, d es el diámetro de la tubería del equipo de ensayo, ρ es la densidad del aire y ΔP es la caída de presión en la placa

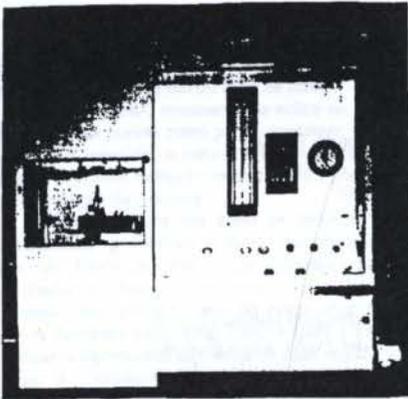


Foto 1: Flujómetro construido en el Inst. Mecánica Aplicada

Para la realización de los ensayos se procedió de la siguiente manera: Se colocó la tapa de cilindro con sus válvulas y un elemento dotado con una base magnética y un comparador que permite mediante un tornillo variar la apertura de la válvula desde el cero hasta su máxima alzada (*alzada = apertura de la válvula*). Luego se varía la alzada, y se mide la caída de presión en el manómetro inclinado, manteniendo constante la succión de la bomba en 127 mm Hg de vacío. Esta succión representa la aspiración producida por el pistón en el proceso de admisión del motor

Una vez obtenidas estas presiones se calculan los caudales máxicos y se trazan las curvas correspondientes $q_m = f(\text{alzada})$, las cuales permiten hacer las comparaciones posteriores para analizar el comportamiento relativo de cada elemento ensayado.

SECUENCIA DE ENSAYOS Y TRABAJOS

Todos los trabajos se realizaron sobre los elementos originales de un motor Renault 2000cc.

Primero se ensayó una tapa de cilindros con sus elementos originales (conducto, válvula, múltiple y carburador).

Luego se trabajó en los distintos elementos analizando las mejoras individualmente y en forma colectiva.

Trabajos en el Múltiple. Se le realizó un pulido y suavizado del perfil de los conductos, agrandando su diámetro original solo 1mm. Los resultados obtenidos se muestran en la figura 1.

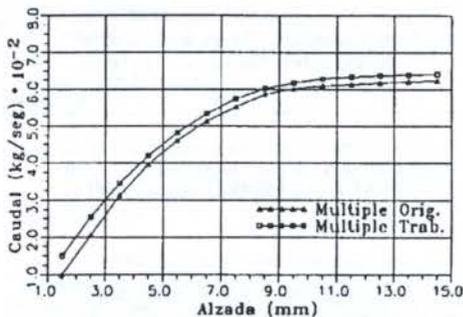


Figura 1: Mejoras debidas a los trabajos en múltiple

Los ensayos se realizaron con todos los demás elementos originales (conductos de tapa, válvula y carburador).

Los resultados obtenidos muestran que el caudal se incrementó de manera proporcional a lo largo de toda la curva, teniendo su máximo incremento para el mayor valor de alzada, dicho incremento es de 2,9% aproximadamente.

Trabajos en el Carburador. Al carburador original solo se le trabajaron los difusores llevándolo de 24mm que es la medida original hasta 29mm y se le quitó la mariposa del cebador.

Los resultados obtenidos se muestran en la gráfica 2. Los ensayos se realizaron con conductos de tapa y válvula original y múltiple trabajado.

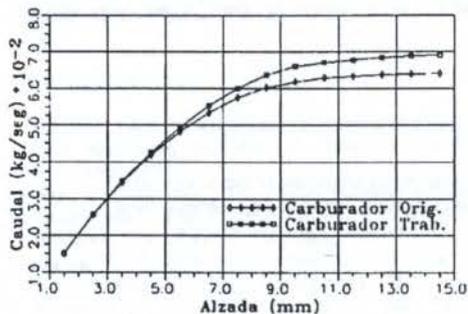


Figura 2: Mejoras debidas al trabajo en el carburador

Para los valores de máxima alzada de válvula el incremento del caudal máxico a través del sistema se vió incrementado en aproximadamente un 7%, lo cual muestra la importancia de un adecuado trabajo en el carburador, ya que este ocasiona una pérdida general al sistema de un 20%, ensayo realizado con carburador original y sin carburador.

Trabajos en conductos de tapa de cilindros. La forma original de este conducto es la que se muestra en la figura 3, luego de los trabajos realizados la forma definitiva que este adquirió es la que se muestra en la figura 4.

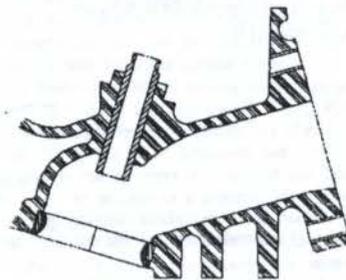


Figura 3: Conducto original

La figura 5 muestra la comparación entre los dos tipos de conductos luego de realizados los ensayos con la válvula original y el múltiple con el carburador trabajados.

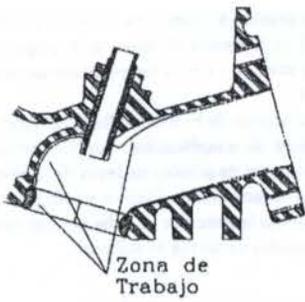


Figura 4: Conducto trabajado

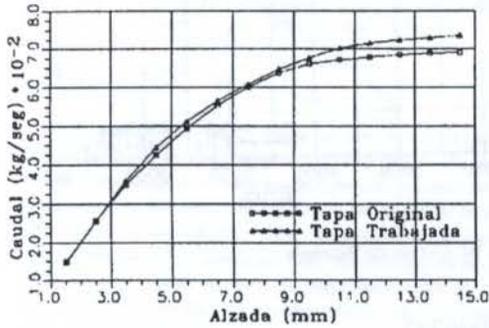


Figura 5: Mejoras debidas a los trabajos en el conducto de la tapa

Las mejoras obtenidas en este punto son muy importantes, después de todo el trabajo realizado, el caudal se incrementa un 3,65%.

Otra mejora del trabajo del conducto está en el agrandamiento que se le realizó al mismo justo antes de la sección de pasaje en forma de hongo (zona comprendida entre la guía y el asiento de válvula), el cual no incrementa el caudal cuando se mide en el flujómetro, pero sí aumenta la presión estática cuando la válvula permanece cerrada, al abrirse la válvula, el caudal que pasa a través de esta es mayor debido a esta mayor presión estática. Esto como dijimos no se puede medir en el flujómetro, ya que en él se analiza un flujo continuo y en el motor el flujo es alternativo.

Trabajos en válvula. En la válvula se analizaron distintos perfiles en el vástago y la cabeza obteniendo resultados diversos. Se muestra solo 3 tipos de válvulas: (ver figura 6)
 Válvula 1: Original del motor, 8mm de vástago.
 Válvula 2: Vástago rebajado a 7,25mm con la cabeza prácticamente plana.
 Válvula 3: Vástago rebajado a 6,75mm con la cabeza trabajada en forma intermedia entre la válvula 1 y la 2

En la figura 7 se muestran los resultados obtenidos con las distintas variantes de válvulas ensayadas con la tapa original y el conjunto múltiple carburador trabajados.

En la figura 8 se muestra el ensayo realizado con los mismos elementos, ensayados en la tapa con conductos trabajados.

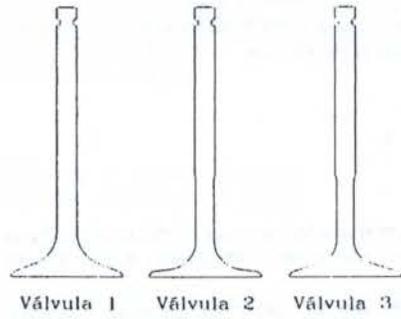


Figura 6: Distintos tipos de Válvula

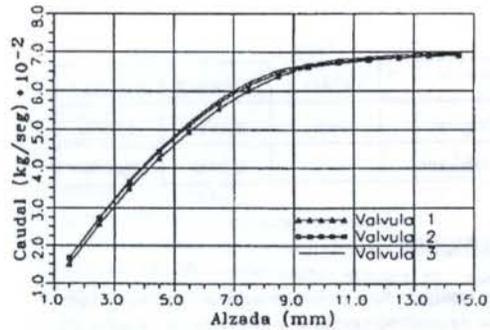


Figura 7: Comparación de válvulas con tapa original

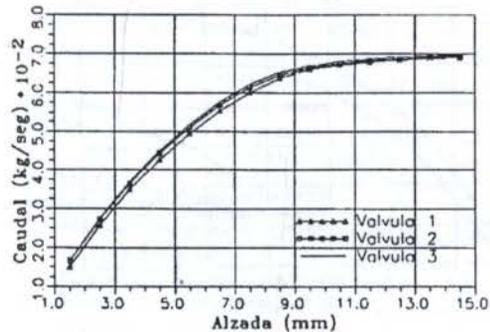


Figura 8: Comparación de válvulas con tapa trabajada

En las figuras 7 y 8 se observa que para alzadas menores a 10mm las diferencias entre las válvulas se mantienen constantes para las dos tapas ensayadas. Esto se debe a que lo que está limitando el pasaje de fluido hasta una alzada de aproximadamente 0,25D (D=diámetro de la válvula), es la sección de pasaje que queda entre el asiento de la tapa y la válvula, y las mejoras solo se deben a las mejoras de la aerodinámica de los vástagos.

Cuando la alzada supera este valor limite las mejoras se ven reducidas en la tapa con los conductos trabajados, si la comparamos con las mejoras en la tapa original.

Esto es así porque, es el área de pasaje la que limita, y al ser esta mayor en los conductos trabajados la influencia relativa de los vastagos se ve reducida.

$$A_r = A_p - A_v \quad (5)$$

Donde A_r es el área real de pasaje del fluido, A_p es el área de pasaje en el diámetro interior del asiento y A_v es el área del vastago.

La ec. (5) es válida solo para cuando la alzada es superior a 0,25D; lo que hace que las curvas se junten a partir de los 10mm de alzada.

La tabla 1 muestra los incrementos de caudal en porcentajes de los distintos tipos de válvula para cada una de las tapas.

	Válvula 1	Válvula 2	Válvula 3
Tapa Original	-----	0,48%	1,00%
Tapa Trabajada	-----	0,28%	0,60%

CONCLUSIONES

Como resultado final podemos mostrar la curva de todo el sistema de admisión original y la misma curva luego de todas las modificaciones, figura 9, la cual da una mejora en el caudal másico del 18,5%.

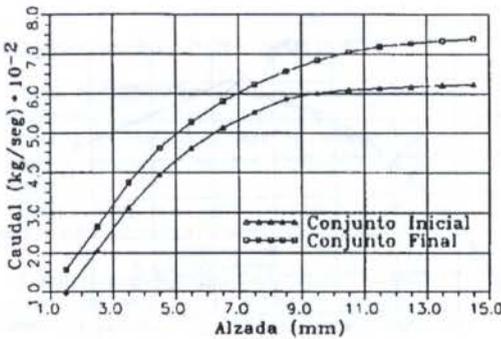


Figura 9: Comparación Final de los sistemas de admisión

En la figura 10 se muestran las curvas de potencia del motor original y la obtenida luego de realizar los trabajos en conductos y carburador antes indicado. La potencia fue medida en un dinamómetro bajo la norma CETIA-3 (sin filtro de aire y silenciador) la cual tiene el siguiente factor de corrección por condiciones atmosféricas (ec. 6)

$$f = \frac{760 \text{ mmHg}}{P_b - P_v} \sqrt{\frac{273 + t}{273 + 20^\circ C}} \quad (6)$$

Donde P_b es la presión barométrica durante el ensayo medida en mmHg, P_v es la presión de vapor a la temperatura de ensayo medida en mm Hg y t es la temperatura durante el ensayo medida en °C.

Se hace notar que además de lo acá detallado, al motor se le retrabajó la cámara de combustión, cambió forma de pistones, se realizó una serie de árboles de levas de diferentes diseños, se mejoró el sistema de lubricación y refrigeración, por lo que el aumento de la potencia se debe al conjunto de modificaciones efectuadas en forma simultánea.

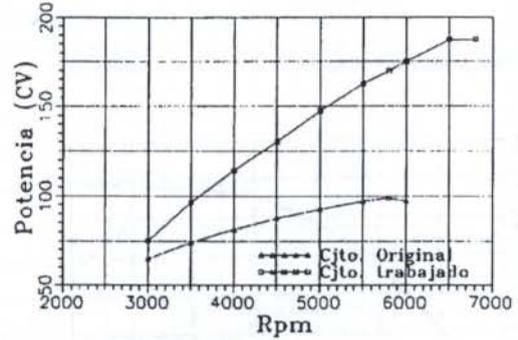


Figura 10: Curvas de Potencia

REFERENCIAS

- * Muños, M., Payri, F., "Motores de combustión interna alternativos", Ed. Fundación General - UPM, Madrid - España, 1989
- * Díaz Terrado, M; "Motores Alternativos de combustión Interna", Ed. U.N.S.J. - San Juan - Argentina - 1990
- * Alba Juez, F; "Mecánica de los Fluidos", Ed. U.N.S.J. - San Juan - Argentina - 1994

ABSTRACT

A means of improving an engine's mechanical efficiency is by improving its volumetric efficiency. This by improving its mechanical efficiency, the overall efficiency is improved, as well as the heat producing power of fuel and its consumption. This paper presents an account of the experiences obtained on the development of admission systems, emphasizing the development of ports and valves.

DIAGNÓSTICO Y MANTENIMIENTO PREDICTIVO DE MOTORES DIESEL BASADO EN MODELOS DE CORRECCIÓN Y NORMALIZACIÓN DEL ANÁLISIS DEL ACEITE

Espinoza, Henry

Departamento de Mecánica, Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas, Universidad de Oriente, Puerto la Cruz, Venezuela. Apartado 4327, Email: hespinoz@dino.conicit.ve. Fax: 58-81-672649.

RESUMEN

Se presenta un sistema de diagnóstico y predicción de fallas para motores diesel fundamentado en corrección y normalización de las concentraciones metálicas medidas en el aceite. La corrección fue realizada usando modelos matemáticos en los que se consideraron los efectos del filtro y aceite añadido. La normalización fue lograda mediante el cálculo de la concentración equivalente de partículas de desgaste para un motor metalúrgicamente normalizado, de tamaño fijo y con cárter de capacidad constante. El sistema desarrollado predice, tanto el tiempo de aparición de la falla por desgaste crítico, como la vida residual del aceite.

INTRODUCCIÓN

El análisis del aceite usado es una de las herramientas utilizadas para el seguimiento y diagnóstico de motores Diesel. Esta técnica se basa en recoger una muestra periódica representativa del aceite del motor y su posterior análisis en laboratorio o en campo. Con el análisis se evalúan las variaciones de las propiedades más importantes del aceite con el fin de determinar el nivel de degradación que ha sufrido. Así como los niveles de concentración de los elementos contaminantes del aceite.

Estos resultados de laboratorio no reflejan el desgaste real del motor, ya que existen factores que aumentan o disminuyen la concentración de partículas contaminantes en el aceite. Por lo que se hace difícil un diagnóstico preciso, más aún si el analista no conoce al motor, en cuanto a sus características constructivas y condiciones de servicio, como suele ocurrir con las empresas que realizan análisis del lubricante como un servicio al cliente.

En el presente trabajo se presenta el desarrollo de una sistema de seguimiento y control de motores diesel por computador, basado en el análisis del aceite, utilizando un modelo matemático de corrección de los resultados del análisis de laboratorio y una posterior normalización de los mismos, que lo hacen independientes de los factores que lo afectan, como son la cantidad de aceite consumido y añadido, el aporte del aceite de reposición y la contaminación externa. Además, se desarrollaron unos indicadores de cuantificación de la severidad del desgaste, el grado de contaminación del aceite y el riesgo de falla catastrófica en el motor.

El sistema desarrollado está automatizado y utiliza además del módulo de cálculo, módulos de almacenamiento de información sobre las características del motor, características del aceite, del propietario y los resultados de las muestras analizadas.

CORRECCIÓN DE LAS CONCENTRACIONES DE CONTAMINANTES SÓLIDOS DEL ACEITE

Como se dijo anteriormente, cuando se hace un análisis espectrométrico al aceite, la concentración medida de partículas contaminantes no refleja el desgaste real del motor, ya que estos resultados están afectados por una serie de factores, que en general reducen la concentración que realmente debería existir.

Los factores que afectan los valores de las medidas de los contaminantes del aceite y que se considerarán en el sistema desarrollado son los siguientes (Espinoza 1990).

Añadidos y consumo de aceite.

Filtro de aceite.

Contaminación externa.

La técnica de toma de muestra y medición.

El proceso de corrección de las medidas de concentraciones de contaminantes consiste en calcular las concentraciones que deberían existir en el aceite, si no se produjeran fugas, ni añadidos, ni contaminación externa, ni se utilizara filtro de aceite.

Modelo de añadidos, consumo y filtro de aceite

Cuando se produce consumo interno o fugas externas, el añadido de aceite nuevo originado por dicho consumo, produce un efecto de dilución o atenuación, reduciendo la concentración de las partículas contaminantes. Por otra parte, el filtro de aceite retiene una cantidad importante de partículas, que depende del estado y eficiencia de retención del filtro, así como de la distribución de partículas en el aceite.

El modelo de corrección utilizado es el desarrollado por Espinoza (1990) el cual se basa en el esquema de la figura 1 y las siguientes hipótesis:

1. Mezcla homogénea e instantánea de las partículas de desgaste con el aceite.
2. El volumen de aceite en el filtro es cero.
3. Pérdidas de aceite a caudal constante e igual a la de añadidos.
4. Caudal de aceite, volumen total de lubricante, y rendimiento del filtro invariantes con el tiempo.
5. Velocidad de contaminación dependiente del tiempo.
6. El aceite añadido no aporta concentración de elementos contaminantes.

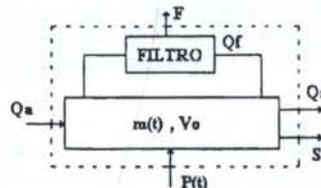


Figura 1. Esquema de análisis del efecto consumo, añadidos y filtros

En la figura ; S es la velocidad de pérdida de masa por consumo de aceite, F es la velocidad de retención del filtro de aceite, ϵ es el rendimiento del filtro, V_0 es el volumen total de lubricante en el cárter, Q_a es el volumen de aceite añadido por unidad de tiempo, Q_s es el volumen de aceite perdido por unidad de tiempo, Q_f es el caudal medio de lubricante que circula por el filtro, $m(t)$ es la masa de contaminantes sólidos en el instante t, $P(t)$ es la velocidad de contaminación del aceite.

La ecuación general que gobierna el proceso de contaminación del aceite por partículas sólidas es una ecuación diferencial lineal de primer orden (ecuación 1), cuya solución está representada por ecuación 2.

$$\frac{dm(t)}{dt} + \frac{\epsilon \times Q_f + Q_a}{V_0} \times m(t) = P(t) \quad (1)$$

$$m(t) \times e^{\int_0^t Z \times dt} = \int_0^t P(t) \times e^{\int_0^t Z \times dt} \times dt + c \quad (2)$$

donde; Z es $(\epsilon Q_f + Q_a)/V_0$.

La solución de la ecuación 2 depende de la velocidad de contaminación del aceite $P(t)$. La concentración de contaminantes puede aumentar en forma lineal o crecer exponencialmente con el uso del aceite (Espinoza (1991)). En el primer caso la velocidad de contaminación es constante y en el segundo caso es una función exponencial. Las funciones 3 y 4 representan las velocidades de contaminación consideradas para cada caso (2).

$$P(t) = \text{Const.} \quad (3)$$

$$P(t) = Cmo \times B \times V_0 \times e^{B \times t} \quad (4)$$

donde; B es el Coeficiente de forma de la función de contaminación del aceite y Cmo es la Concentración medida para $t=0$.

Al resolver la ecuación 2 para los dos casos de velocidad de contaminación del aceite se tiene para el caso de velocidad de contaminación lineal la ecuación 5 y para el caso de la contaminación exponencial la ecuación 6.

$$Cm(t) = \frac{P}{Z \times V_0} + \left(Cmo - \frac{P}{Z \times V_0} \right) e^{-Z \times t} \quad (5)$$

$$Cm(t) = \frac{Cmo \times B}{B + Z} \times \left(e^{B \times t} - e^{-Z \times t} \right) + Cmo \quad (6)$$

Las ecuaciones 5 y 6 representan la concentración que debe medirse en el cárter debido a los efectos combinados de consumo, añadidos y filtro de aceite.

La concentración corregida por efecto de filtro, consumo y añadidos viene dada por la siguiente expresión para el caso de velocidad de contaminación constante del aceite:

$$Cc = Cmo + \frac{P(t) \times t}{V_0} \quad (7)$$

La concentración corregida por efecto de filtro, consumo y añadidos viene dada por la siguiente expresión para el caso de velocidad de contaminación exponencial del aceite

$$Cc(t) = Cmo \times e^{B \times t} \quad (8)$$

Corrección por el efecto de contaminación externa

El elemento contaminante externo mas importante en condiciones normales es el Silice. El procedimiento de corrección del silice se hace multiplicando la cocentración corregida previamente por una función del tiempo del aceite. esta función es decreciente ya que a medida que el aceite tiene mas tiempo la proporción silice interno/silice externo aumenta. Esto se debe a que la contaminación externa se puede considerar constante si el motor está siempre en un mismo ambiente, mientras que la de silice interno aumenta con la contaminación del aceite. Por otro lado el ensuciamiento del filtro de aire reduce la velocidad de contaminación externa.

$$Cc = Cc \times F(t) \quad (9)$$

donde $F(t)$ es una función que depende del tiempo del aceite, Cc es la concentración corregida por los factores anteriormente analizados y Cc es la concentración por todos los factores considerados.

NORMALIZACIÓN DE LAS CONCENTRACIONES CORREGIDAS

Con la corrección se pretende independizar los resultados corregidos del tamaño del motor, el tamaño del cárter y la metalurgia de los componentes del motor sometidos a desgaste. Con esto se logra que los resultados de motores con características distintas sean comparables, lo cual facilita el proceso de automatización del diagnóstico.

Las concentraciones normalizadas para un elemento metálico en la muestra viene expresada por la siguiente ecuación:

$$Cn(i) = Cd(i) \times Kt \times Kv \times Km(i) \quad (10)$$

donde, Kv , Kt y $Km(i)$ representan los coeficientes de normalización por capacidad del depósito, tamaño y metalúrgica del motor, respectivamente.

Normalización por tamaño del motor

La cantidad de masa de desgaste aportada^{9*} al aceite está relacionada con el tamaño del motor. Los motores de mayor tamaño tienen mayores superficies sometidas a desgaste, por lo tanto, aportan mayor cantidad de masa de contaminantes. El coeficiente de tamaño del motor está dado por la siguientes expresión (Espinoza (1990).

$$K(i) = \frac{Zn}{Z} \times \frac{1}{\lambda} \quad (11)$$

donde: $\lambda = D/Dn$, Z es el número de cilindros del motor a analizar, D es el diámetro del pistón del motor a analizar, V es el volumen del cárter del motor a analizar, Zn es el número de cilindros del motor de referencia, Dn es el diámetro del pistón del motor de referencia y Vn es el volumen del cárter del motor de referencia.

Normalización por capacidad del cárter

Suponiendo motores de igual tamaño, metalurgia y condiciones de contaminación, pero con capacidades distintas. La concentración mayor la tendrá el motor cuya capacidad del cárter sea menor. El coeficiente de tamaño del motor está dado por la siguientes expresión (Espinoza (1990).

Normalización por metalurgia

Los motores que tengan una concentración mayor de un elemento en los componentes del motor sometidos a desgaste, tenderán a producir una contaminación mayor de dicho elemento en el aceite. El coeficiente metalúrgico K_m se calcula con la siguiente expresión.

$$K_m(i) = \frac{Y_n(i)}{Y(i)} \quad (12)$$

donde: $Y(i)$ es el aporte global del elemento (i) por desgaste del motor analizado y $Y_n(i)$ es el aporte global del elemento (i) por desgaste del motor normalizado.

$Y(i)$ y $Y_n(i)$ se calculan por la siguiente expresión:

$$Y(i) = \sum_{j=1}^n Y_{i,j} \times \phi_j \quad (13)$$

donde, $Y(i,j)$ es el porcentaje del elemento i en la composición metalúrgica del componente j del motor y ϕ_j es el desgaste relativo de un componente con respecto a los demás sometidos a desgaste en el motor (Stodola (1990)).

PREDICCIÓN DEL MOMENTO DE FALLA Y EL MOMENTO DE CAMBIO DEL ACEITE

El instante previsto para el cambio de aceite se calcula a partir de los valores de las concentraciones medidas, realizando un ajuste exponencial o lineal de los valores almacenados en las bases de datos para el aceite en servicio. Este tiempo es igual a la diferencia del tiempo previsto de duración del aceite menos el actual del aceite.

Para el cálculo del momento de intervención del motor se utilizan los valores del coeficiente de velocidad de desgaste. Se calcula el tiempo del aceite cuando alcanza la condición crítica y el valor obtenido se resta al tiempo en servicio del aceite.

ÍNDICES DE EVALUACION DEL DESGASTE

Coefficiente individual de desgaste

El coeficiente individual de desgaste $CID(i)$ se define como el cociente de la concentración normalizada del elemento en la muestra $C_n(i)$ y el valor de la concentración normalizada para el caso de desgaste normal $C_n^*(i)$, para las mismas horas de uso del aceite y motor (Payri et al (1990)).

$$CID = \frac{C_n(i)}{C_n^*(i)} \quad (14)$$

Coefficiente global de desgaste

El coeficiente global de desgaste CGD se define como el cociente entre la concentración global normalizada del motor del que procede la muestra CGN y la media de los motores normalizados en buen estado CGN^* , para las mismas horas de uso del aceite.

$$CGD = \frac{CGN}{CGN^*} \quad (15)$$

Los valores de las concentraciones globales normalizadas se obtienen por la ecuación:

$$CGN = \sum Y(i) \times C_n(i) \quad (16)$$

donde: $Y(i)$ Se calcula por la ecuación 12 y $C_n(i)$ se obtiene de la ecuación 9.

Coefficiente de velocidad de desgaste

El coeficiente de velocidad de desgaste (CVD) se define como el cociente entre la velocidad de desgaste global del motor a analizar VGD y la velocidad de desgaste global

media de los motores normalizados en buen estado VGD^* , para las mismas horas de uso del aceite.

$$CVD = \frac{VGD}{VGD^*} \quad (17)$$

Índice de riesgo

Este parámetro expresa el estado del motor y el riesgo de fallos según la información obtenida de los resultados del análisis del aceite. En el cálculo se utiliza información de desgaste e información de contaminación no metálica, como son: La Concentración corregida de carbón, $Cc(c)$; Concentración corregida del sílice total, $Cc(sit)$; Concentración medida de dilución, $Cm(dil)$; Concentración medida de agua, $Cm(H_2O)$. Para el cálculo del índice de riesgo se utiliza la siguiente expresión:

$$IR = \left[CGD \times \beta_1 + CVD \times \beta_2 + \frac{Cc(C)}{Cc^*(C)} \times \beta_3 \right] \times C_1 + \quad (18)$$

$$\frac{Cc(Sit)}{Cc^*(Sit)} \times \beta_4 + \frac{Cm(H_2O)}{Cm^*(H_2O)} \times \beta_5 + \frac{Cm(Dil)}{Cm^*(Dil)} \times \beta_6$$

ESTRUCTURA GENERAL DEL PROGRAMA SISAMA

Para la implantación del sistema de diagnóstico y predicción se diseñó e implementó un sistema denominado SISAMA, el cual contiene una unidad de bases, una unidad de cálculo y una interfase usuarios. En la figura 2 se muestra el Diagrama de Flujo de Datos (DFD) del sistema.

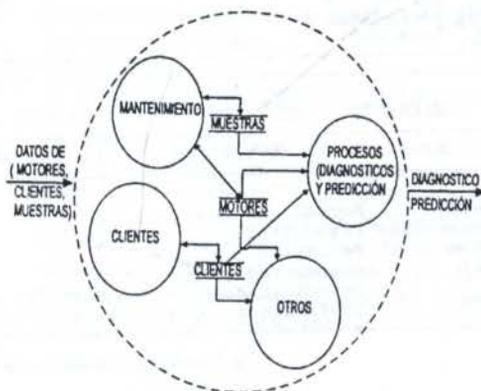


Figura 2 DFD general del sistema.

Unidades de Almacenamiento

SISAMA maneja cuatro almacenamientos:

- Almacenamiento Motores: Contiene los archivos que almacenan los datos de las características generales de los motores a analizar y del motor de referencia.
- Almacenamiento Clientes: Contiene los datos relativos a los clientes, como son dirección, contacto, facsímil, etc.
- Almacenamiento Muestras: Contiene los datos obtenidos de los análisis de las muestras de aceites, la concentración de los elementos en el aceite nuevo y contaminación máxima permitida en el aceite.

Unidad de cálculo

Esta unidad realiza la corrección y normalización. Calcula el coeficiente de contaminación por elemento (CID) para evaluar el estado de contaminación del aceite, el coeficiente global de desgaste (CGD) para evaluar el desgaste generalizado del motor con respecto a un motor de

referencia, el coeficiente de velocidad de desgaste (CVD) para evaluar la rapidez de crecimiento, del desgaste del motor, el índice de riesgo (IR) para evaluar el estado global del motor y la probabilidad de falla catastrófica en el motor. El tiempo previsto de cambio de aceite por contaminación del aceite se calcula al igual que el tiempo previsto de falla en el motor por desgaste crítico. En las figuras 3 se muestra una pantalla de resultados para un elemento en particular y en la figura 4 se muestran los resultados del sistema sobre el estado del motor.

Unidad de interfase usuario

Esta unidad se encarga de controlar el proceso de entrada y salida de datos y resultados.

CONCLUSIONES

- Se ha desarrollado un sistema computacional de diagnóstico de fallas en motores Diesel, capaz de predecir el tiempo de cambio de aceite y el tiempo previsto para una falla por desgaste crítico del motor.
- El programa desarrollado permite incluir y diagnosticar el estado de cualquier motor de encendido por compresión independientemente de sus características, y de la existencia de los mismos en las bases de referencia.
- El sistema no tiene limitación alguna en cuanto al usuario. Es de fácil manejo y puede ser usado por personas sin conocimiento previo en la materia.

- Además de su aplicación en el mantenimiento predictivo, el programa puede usarse en el área de investigación, especialmente en el estudio de los parámetros que intervienen en el desgaste de los motores.

REFERENCIAS

Espinoza, H.J., "Diagnóstico de Fallas en Motores de Encendido por Compresión", Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, España, 1990.

Stodola, J., "Tribo-Technical Diagnostic of Combustion Engines", *Proceedings of XXIII FISITA Congress*. Paper 905152. Florencia. Italia 1990.

Payri, F; Macián, V; Espinoza, H. Compensación y normalización de la medida de contaminantes en el lubricante de motores de combustión interna alternativos. *Anales de Ingeniería Mecánica*, Año 8, Nº 2, pp.45-56. España, Diciembre 1990.

ABSTRACT

A predictive and diagnostic system for diesel engine is presented. The system is fundamented on correction and normalization of metallic concentrations in the oil. The correction was made by using mathematical models considering: filter effect and oil added. The normalization was accomplished by calculation of the equivalent concentration for a fixed size metalurgically normalized engine, having a constant capacity carter. The system predicts both: the time at witch a critical wearing failure appears, and the oil residual life.

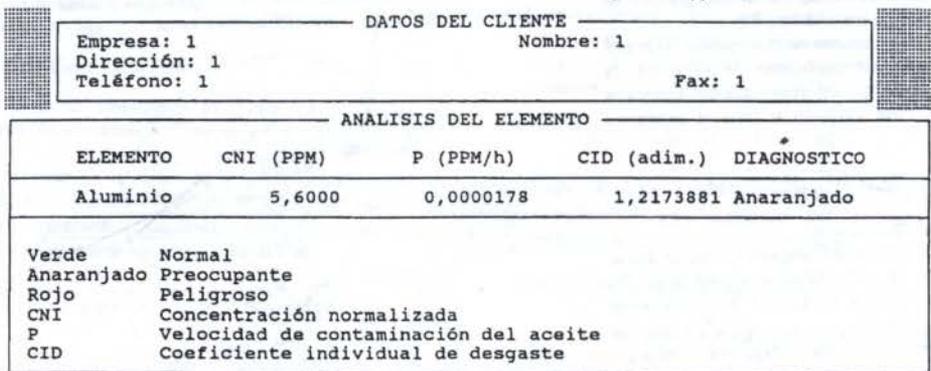


Fig. 3 Resultados del sistema para un elemento

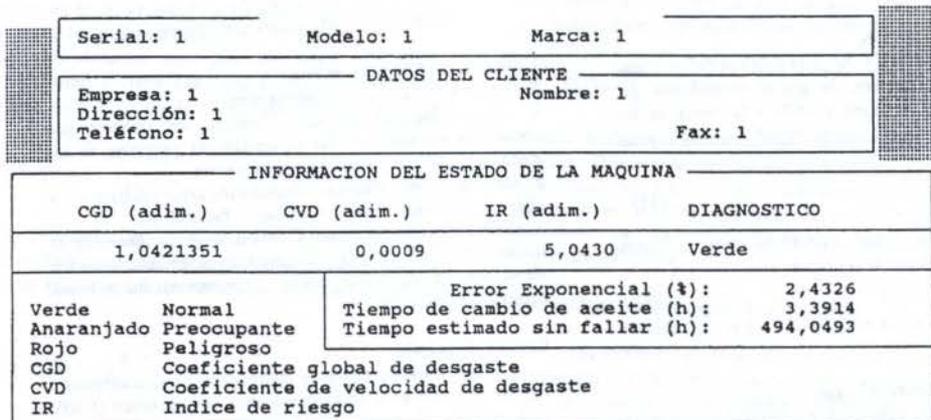


Fig. 4 Diagnóstico global y predicción del tiempo de falla y de cambio del aceite.

ESTUDIO DE LA CONVERSIÓN DEL MOTOR DE GASOLINA A GAS NATURAL MEDIANTE MODELO DE COMBUSTIÓN PREDICTIVO DE DOS ZONAS

Espinoza Henry, Moreno Jesús, Pérez Andrés, Departamento de Mecánica, Universidad de Oriente, Puerto la Cruz, Venezuela.
Baduy Franklin, Departamento de Termoenergética, Universidad Central de Venezuela, Caracas, Venezuela.

RESUMEN

La conversión de motores de automoción a gran escala es una política utilizada por algunos países como estrategia para ahorrar gasolina. Para la implantación de este tipo de conversión se requieren hacer estudios previos de los efectos que dicha transformación produce sobre las prestaciones del motor y las modificaciones que se requieren, tanto en componentes como en reglajes para cada motor. En este trabajo se presenta un estudio del efecto de la conversión gasolina-gas natural sobre la potencia, presión media indicada, velocidad de combustión, etc., y la obtención del ángulo de encendido y la relación combustible aire óptima para un motor en particular usando un modelo de combustión de dos zonas.

1.- FUNDAMENTOS DEL MODELO

Los cálculos se realizaron en base al modelado de los procesos de admisión, compresión, combustión, expansión y escape, para la combustión se usó un modelo de dos zonas, equilibrio químico y se consideró mezcla fresca (sin residuos de ciclos anteriores). El cálculo del volumen interior del cilindro, para cada posición del cigüeñal, se realizó usando las características geométricas del motor y el estudio cinemático del mecanismo biela manivela, para todo el estudio se consideró gases ideales, la conservación de la masa y la primera ley de la termodinámica.

Las ecuaciones diferenciales se resolvieron usando Runge-Kutta de cuarto orden.

1.1- MODELADO DE LA ADMISIÓN Y DEL ESCAPE

Los procesos de admisión y escape se modelaron bajo la hipótesis de un sistema abierto, usándose para el cálculo de la masa de mezcla entrando al sistema, la ecuación de flujo isentrópico en restricciones (Heywood 1988).

$$\dot{m} = \frac{C_d A_v P_o}{(RT_o)^{1/2}} \left(\frac{P}{P_o}\right)^{1/\gamma} \left[\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left(1 - \left(\frac{P}{P_o}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right) \right]^{1/2} \quad (1)$$

También se usó la Primera ley de la termodinámica:

$$\dot{E} = -P\dot{V} + \dot{m}h + \sum \dot{Q}_i \quad (2)$$

y la derivada logarítmica de la ecuación de estado:

$$\frac{\dot{P}}{P} + \frac{\dot{V}}{V} = \frac{\dot{m}}{m} + \frac{\dot{R}}{R} + \frac{\dot{T}}{T} \quad (3)$$

1.2 MODELADO DE LA COMPRESIÓN Y DE LA EXPANSIÓN

En el modelado de la compresión y de la expansión se usaron las siguientes ecuaciones: la primera ley de la termodinámica para un sistema cerrado, la derivada logarítmica de la ecuación de estado y la relación cinemática del mecanismo biela manivela. detalles en "Moreno et al" (1994).

1.3 MODELADO DE LA COMBUSTIÓN

La combustión se dividió en dos etapas, el periodo de espera y la propagación de la llama.

1.3.1 MODELADO DEL PERIODO DE ESPERA

Se denomina periodo de espera, al intervalo de tiempo entre el salto de la chispa y la formación del núcleo de gases quemados. Para modelarlo se consideró el núcleo de gases quemados equivalente al 0.01 del volumen de la mezcla al final de la compresión, suponiendo el núcleo de forma semi esférica se calculó el radio correspondiente y finalmente el cociente entre esta distancia y la velocidad turbulenta de la llama, nos permitió estimar el tiempo de duración del periodo.

$$t = \frac{\left(\frac{3(0.001V_c)}{2\pi} \right)^{1/3}}{fV_t} \quad (4)$$

Conocido el tiempo de duración del periodo de espera, se continuó la compresión durante ese periodo, sin considerar el núcleo de gases quemados, una vez finalizado el periodo se consideró la presencia del núcleo de gases quemados (a la temperatura adiabática de la llama), actualizando ahora la presión, usando la ecuación de estado, tanto para la mezcla como para los productos, así como también se recuerda que la masa total en el cilindro es la masa de mezcla más la masa del núcleo de productos y que el volumen en el interior del cilindro, esta conformado por dos zonas: una de mezcla y otra de productos.

$$PV_c = m_c R_c T_c \quad (5)$$

$$PV_p = m_p R_p T_p \quad (6)$$

1.3.2 MODELADO DE LA PROPAGACIÓN DE LA LLAMA

Una vez formado el núcleo de gases quemados, se consideró el avance del frente de llama hacia la zona de mezcla, en forma semi esférica, calculándose las variables de estado para cada instante, a partir de las siguientes ecuaciones: la ecuación de estado para cada zona, la ecuación de energía para cada zona y la ecuación para la variación de masa de productos respecto al tiempo.

$$\dot{E}_m = -P\dot{V}_m + \dot{m}_m h_m + \sum \dot{Q}_m \quad (7)$$

$$\dot{E}_p = -P\dot{V}_p + \dot{m}_p h_p + \sum \dot{Q}_p \quad (8)$$

$$\dot{V}_{ci} = \dot{V}_p + \dot{V}_m \quad (9)$$

$$\dot{m}_m + \dot{m}_p = 0 \quad (10)$$

Ecuación de estado para cada zona, derivación logarítmica:

$$\frac{\dot{P}}{P} + \frac{\dot{V}_m}{V_m} = \frac{\dot{m}_m}{m_m} + \frac{\dot{R}_m}{R_m} + \frac{\dot{T}_m}{T_m} \quad (11)$$

$$\frac{\dot{P}}{P} + \frac{\dot{V}_p}{V_p} = \frac{\dot{m}_p}{m_p} + \frac{\dot{R}_p}{R_p} + \frac{\dot{T}_p}{T_p} \quad (12)$$

Variación de la masa de productos respecto al tiempo:

$$\dot{m}_p = \rho_m Af VI \quad (13)$$

Finalmente se obtiene un sistema de siete ecuaciones con siete incógnitas, las cuales se resuelven por sustitución y Runge-Kutta de cuarto orden, obteniéndose: $P; V_m; V_p; m_m; m_p; T_m; T_p$ para cada posición del cigüeñal, finalizando la iteración cuando el 97% de la masa de mezcla se ha transformado en productos.



Figura 1: Propagación del frente de llama.

1.3.3 VELOCIDAD LAMINAR Y TURBULENTO DE LA LLAMA

Para obtener la velocidad laminar de la llama se usaron dos ecuaciones: la de Metghalchi-Keck, Eq (14) tomada de "Desantes- Lapuerta" (1993) para la mezcla octano-aire y la de Rayan-Letz, Eq (15), Tomada de "Sierens" (1987) para la mezcla metano-aire

$$VI = VLO \left(\frac{T_m}{T_p} \right)^\alpha \left(\frac{P}{P_p} \right)^\beta \quad (14)$$

$$\alpha = 2.18 - 0.8(\phi - 1)$$

$$\beta = -0.16 + 0.22(\phi - 1)$$

$$VLO = 2632 - 84.72(\phi - 1.13)^2$$

$$VI = 9656 P^{-0.623} EXP(-2145 / T_m) \quad (15)$$

La velocidad turbulenta de la llama se consideró, proporcional a la velocidad de combustión laminar, usándose como factor de proporcionalidad el factor de llama "ff" para lo cual se ajustó una recta, Eq (16), semejante a la implementada por "Macian" (1984)

$$ff = 1 + 0.003 RPM \quad (16)$$

1.4 TRANSFERENCIA DE CALOR

Para calcular el calor transferido entre el fluido de trabajo y el medio exterior al sistema, se usó una ecuación de tipo convectiva Eq (17).

$$\frac{\dot{Q}}{A} = h(T_s - T_\infty) \quad (17)$$

Donde el coeficiente de película "h" se calculo a partir de la relación de Annand Eq (18)

$$\frac{hB}{k} = a \left(\frac{\rho Sp B}{\mu} \right)^b \quad (18)$$

2.1.- RESULTADOS

Una vez elaborado el programa de computación, el cual se implementó en Turbo Pascal 6.0, se modeló el motor experimental (Tabla V) realizándose ajustes en el factor de llama y en la correlación de Annand, en la figura 2 y en tabla I se observan las comparaciones entre los valores experimentales y los modelados.

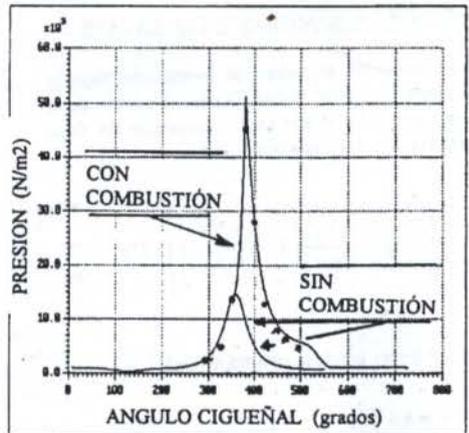


Figura 2. Gráfica Presión vs Ángulo de giro en el cigüeñal. Modelado del motor indicado en la tabla V, usando como combustible gasolina, los puntos indican los resultados experimentales, la línea cursiva los computados

R.P.M.	Experimental		Computada	
	P máxima bar	θ grados	P máxima bar	θ grados
1500	41.93	385	42.19	386
2000	48.18	379	52.04	380
4000	58.92	376	59.36	375

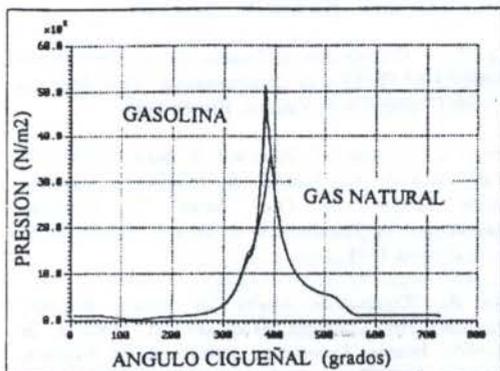


Figura 3.- Gráfica P-θ Modelado del motor indicado en la tabla V usando los dos combustibles.

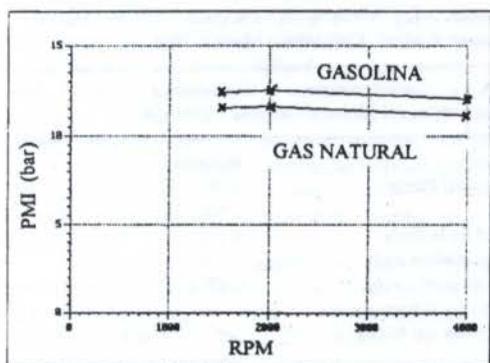


Figura 4.- Gráfica PMI vs RPM., *

TABLA II Avance del encendido, en el punto de máxima Presión Media Indicada, RPM.1500; $\phi = 1.07$ (Entre llaves { } usando avance 23°)

Combustible	Avance óptimo	PMI (bar)	Potencia(kw)
Gasolina	23°	12.36	7.72
Gas Natural	32°	11.52 {11.35}	7.19 {7.09}

TABLA III Avance del encendido, en el punto de máxima Presión Media Indicada, RPM 2000; $\phi = 1.07$ (Entre llaves { } usando avance 23°)

Combustible	Avance óptimo	PMI (bar)	Potencia(kw)
Gasolina	23°	12.54	10.44
Gas Natural	31°	11.62 {11.41}	9.67 {9.56}

TABLA IV Avance del encendido, en el punto de máxima Presión Media Indicada, RPM 4000; $\phi = 1.07$ (Entre llaves { } usando avance 22°)

Combustible	Avance óptimo	PMI (bar)	Potencia(kw)
Gasolina	22°	12.03	20.03
Gas Natural	31°	11.11 {10.93}	18.49 {18.20}

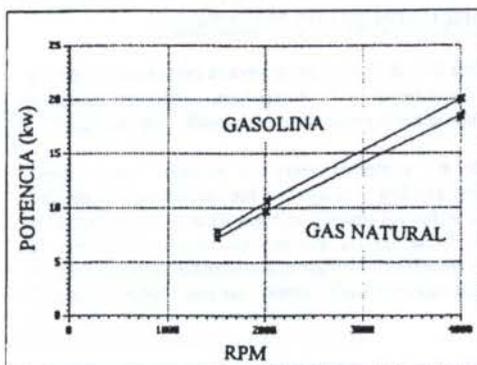


Figura 5.- Gráfica Potencia vs RPM

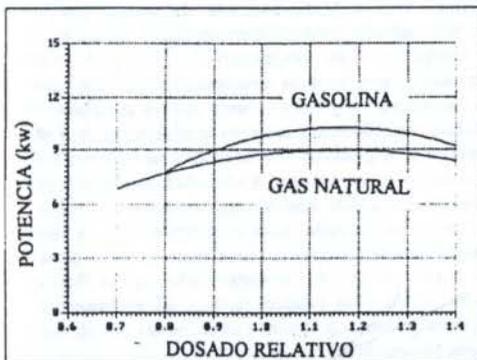


Figura 6.- Gráfica Potencia vs Dosado Relativo

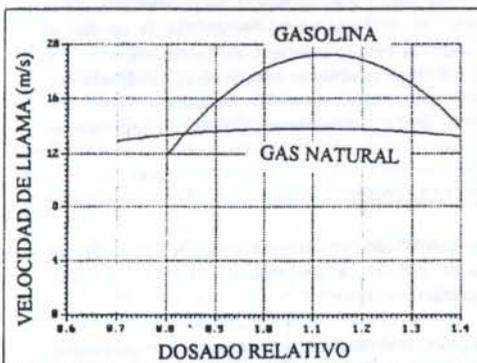


Figura 7.- Velocidad del frente de llama Vs Dosado Relativo

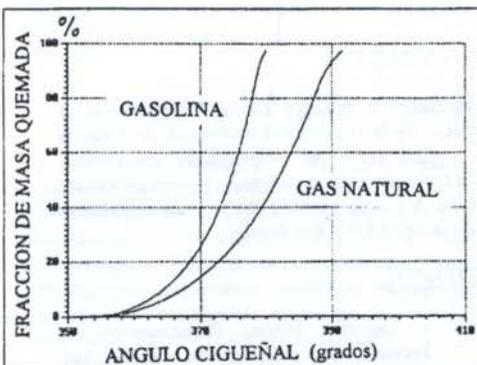


Figura 8.- Fracción de masa quemada VS Angulo cigueñal

2.2.- DISCUSIÓN DE LOS RESULTADOS

En la figura 2 y la Tabla I se observa la comparación entre la presión experimental y la computada, notándose como el modelo reproduce la evolución de la presión real del motor.

Observado el comportamiento del modelo, usando como combustible gasolina y su ajuste a los valores experimentales, se modeló el funcionamiento con gas natural, obteniéndose la Fig. 3. En ella se aprecia que con gas natural el máximo de presión se encuentra más lejos que el obtenido con gasolina, lo cual coincide con resultados reportados por "Whiston et al" (1991).

Una vez observado el comportamiento del modelo con los dos combustibles se modificó el avance del encendido, buscando así la máxima Presión Media Indicada, de manera que se obtuvieron los resultados mostrados en las Tablas II, III y IV, y en las figuras 4 y 5, en ellas se aprecia que tanto la PMI como la potencia son mayores con gasolina que con gas natural, así como también que el avance óptimo al funcionar con gas natural, se encuentra unos 10 grados antes que el correspondiente para gasolina, ello se explica al observar las figura 7 y 8 donde se aprecia que la velocidad de combustión con gasolina es más rápida que con gas natural, (la menor velocidad se compensa iniciando la combustión antes), de manera que las mayores presiones se ejercen al inicio de la expansión, cuando el embolo se encuentra cerca del Punto Muerto Superior, en otras palabras cuando el volumen del fluido de trabajo es menor y el pistón se encuentra de regreso hacia el Punto Muerto Inferior.

Finalmente en la figura 6 se aprecia el comportamiento de la potencia, respecto al dosado relativo. En ella se aprecia el dosado de máxima potencia, en la zona ligeramente rica (ϕ aprox 1.1), así como también se aprecia en el modelado que el motor con gas natural, funcionó satisfactoriamente con mezclas pobres $\phi=0.7$, donde la emisión de contaminantes es mínima.

3.- CONCLUSIONES

- El modelo desarrollado permite hacer estudios de conversión de motores de gasolina a gas natural, ya que reproduce resultados satisfactoriamente

- El motor a gasolina al cambiar su combustible por gas natural reduce su potencia y su PMI, sin embargo la diferencia se hace menor al modificar el avance, iniciando antes el proceso de combustión.

4.- AGRADECIMIENTO

Queremos agradecer la colaboración del Departamento de motores Térmicos de la Universidad Politécnica de Valencia España, por suministrarnos las características geométricas, condiciones de funcionamiento y resultados experimentales del motor modelado. Así como también sus valiosas sugerencias durante la elaboración del presente trabajo.

5.- REFERENCIAS

Desantes José y Lapuerta Magin. "Fundamentos de Combustión" Servicio de publicaciones, Universidad Politécnica de Valencia, España, 1991.

Heywood John. "Internal Combustion Engines Fundamental" Volumen II Mc Graw - Hill Book Company 1988.

Macian V., "Contribución al Estudio de la Influencia del Movimiento del Fluido y su Caracterización" Tesis Doctoral Universidad Politécnica de Valencia, España 1984

Moreno J.A., Espinoza H.J., Perez A.J., Baduy F., "Obtención de Parámetros de Combustión, en Motores a Gasolina, Mediante Modelo de Dos Zonas" V Congreso Latinoamericano de Transferencia de calor y Materia, Actas Tomo II, Caracas 1994.

Sierens R. "Combustion Model for Rotary Engines" Publicaciones del Congreso Modelado en Motores de Combustión Interna, Universidad Politécnica de Valencia, Valencia España 1987.

Whiston P.J., Goodwin M.J y Girgis N.S "Analysis of the Combustion of Methane in a Spark Ignition Internal Combustion Engine" C 433/001 I Mech E 1991.

TABLA V Características Geométricas y de Funcionamiento, del Motor a Gasolina Modelado

Marca	Peugeot
Diámetro del Pistón	0.086 m
Carrera	0.086 m
Longitud de la Biela	0.152 m
Volumen mínimo de la Cámara de combustión	6.4E-5 m ³
Ángulo inicio Combustión (grados antes del PMS)	10 Grados
RPM	2000
Dosado Relativo	1.07
Coefficiente "a" Annand (mezcla)	0.35
Coefficiente "a" Annand (productos)	0.4

ABSTRACT

Great scale conversion of automation engines is a policy used by many countries as a strategy to save gasoline. Previous studies on the effects that this transformation can have over the engine performance are required for the implantation of this type of conversion. Also, modifications in components and tuning for each engine have to be analyzed. This paper studies the effect of the conversion from gasoline to natural gas over the engine output, indicated mean pressure, combustion rate, etc. It also analyzes how to find the starting angle and the best air/fuel ratio for a specific engine, using a two-zone combustion model.

GAS TURBINE BLADE-COOLING SIMULATION

Waldyr Luiz Ribeiro Gallo - Departamento de Energia
Faculdade de Engenharia Mecânica - UNICAMP

ABSTRACT

The gas turbine performance is very sensible to turbine blade cooling. This work presents a simplified simulation model to air cooled turbine blades. The pressure ratio and turbine inlet temperature effects on the performance of the air cooled gas turbine simple cycle are discussed and a parametric analysis of the cooling model inlet parameters is presented.

INTRODUCTION

It is well known the dependence of gas turbine cycle performance on the overall compressor pressure ratio and turbine inlet temperatures (TIT). For the gas turbine simple cycle, it can be shown there is an optimal pressure ratio for each fixed turbine inlet temperature and that this optimal pressure ratio increases if the TIT increases. In the last decades, it can be observed a continuous increase in both these operating parameters for new projects, in order to obtain ever increasing performance (El Wakil 1985, Maghon et al. 1993, Schorr 1992).

The limiting variable is the TIT. Since the gas turbine operates in a continuous regime, the temperature of metallic parts must be limited in order to avoid mechanical failures caused by creep phenomena. This conduced to the use of special high temperature alloys of nickel and copper substrates, very expensive but capable to support temperatures not attainable with ferrous alloys. In the same time, special blade cooling schemes were developed, both for nozzles and moving blades. The increasing performance of new generation gas turbines is closely related to higher pressure ratio and TIT attainable only with better alloys and advanced blade cooling schemes.

Although various cooling methods could be devised, only air cooling (air is bled from compressor) is usually employed. This cooling scheme is convenient since the cooling fluid is already available from compressor. Steam has been also proposed as cooling fluid in plants where it is available (as in combined cycles or STIG cycles) since it has good thermal properties (Chiesa et al., 1992).

The use of compressed air as cooling fluid, apart from its beneficial effect on TIT increase, imposes some penalties to the gas turbine performance, since the compressor power requirements are increased and some losses become greater (due to thicker blade profiles and mixing losses). There is a trade-off between these effects: as TIT increases, also the cooling air mass flow increases, reducing the specific work. Too high TIT can also be deleterious, since the beneficial effect of an increased pressure ratio can be surpassed by an increase in the compressor necessary work and other losses.

MODELING TURBINE BLADE COOLING

There are various cooling methods, with different complexity grades and effectiveness. **Internal convection** is

the simplest; **impingement** is provided when there is some critical area (as the leading edge of the blade); **film cooling** is characterized by the creation of a cooling air boundary layer externally to the blade, between the hot gases and the blade itself. **Transpiration cooling** is a special type of film cooling where a porous material connects the blade interior to the external surface.

The combination of the various cooling mechanisms is very common and dictated by design needs. It is always desirable to minimize the cooling air mass flow in order to increase the specific work and cycle efficiency.

When mixing between cooling air and hot gases is to be allowed, the cooling air pressure must be higher than that of hot gases, in order to avoid back flow of these hot gases into the blade channels. This is a substantial limitation and the cooling circuit must have low pressure drops. This also limits the point in the compression path where the cooling air is to be bled. Higher bleeding pressures also implies higher temperatures of the cooling air, reducing its cooling effect (or, to the same cooling effect, increasing its mass flow).

From the modeling viewpoint, the different cooling technologies must be individuated from some input parameters and its thermodynamic effects. In order to see various modeling strategies, the works of El-Masri (1986) and Fibbi (1993) are recommended.

In this work it is followed the methodology developed by Facchini (1990). In this simulation method, the maximum blade temperature is supposed to be known (characteristic of the alloy to be employed, life duration, mechanical solicitation of the blade, etc.); in order to avoid temperatures higher than that, it must be provided sufficient cooling air, through some cooling technique. It can be shown (detailed discussion can be found in Facchini) that the cooling air to hot gases mass flow ratio in a blade row can be written as:

$$\frac{m_c}{m_g} = \frac{cp_g}{cp_c} St_g \frac{\Omega_b}{\Omega_g} \frac{1}{\epsilon_h} \frac{(T_g - T_b)}{(T_b - T_c)} \quad (1)$$

In the above expression, there are hot gas, cooling gas, geometric and technological characteristics. The heat transfer effectiveness ϵ_h is used to represent the different cooling techniques, through different typical values. This expression can be employed to simulate pure convection, convection with impingement or combined convection, impingement and film cooling. For transpiration technology, a somewhat modified expression (not reproduced here) applies.

Table 1 - Blade cooling model adopted parameters

Parameter	Base case	Advanced case
Max. Blade temp. [K]	1073	1173
Cooling air temp.	comp. exit	comp. exit
Effectiveness of H. T.	0.3	0.5
Mixing pres. drop (%)	0.5	0.5
Surface area ratio	4.	4.

It is evident from the cooling air relative mass flow expression that a higher maximum blade temperature or smaller cooling air temperature implies a smaller amount of cooling air. The geometric blade array in each row is reflected in the surface area ratio parameter (blade area to flow area).

To know if a turbine must be cooled and, if so, how many blade rows must be cooled, the hot gas temperature in the row inlet is compared with the maximum blade temperature. The cooling model is applied until the above condition no more occurs.

The needed cooling air flow is summed up for each cooled blade row, giving the total mass flow to be bled from compressor. When all cooled blade rows were simulated and the mass balance was satisfied, the expansion in the turbine proceeds in adiabatic mode until the turbine exhaust pressure.

BLADE COOLING AND THE GAS TURBINE

For a typical set of cooling parameters (specified in the Table 1 as Base case), the effects of pressure ratio and TIT on the turbine performance were analyzed.

The Figure 1 shows the effect of blade cooling on cycle efficiency, as a function of total compressor pressure ratio, for two TIT temperatures. As is clear from the figure, if the turbine could operate without air cooling, the higher the TIT, better. Looking at the uncooled curves, it can be seen an optimal pressure ratio near 20 for a TIT of 1200 K. For 1600 K the optimum is located out of the figure domain (near 50). However, when the turbine is simulated taking into account the cooling needs, the optimum pressure ratio is near 20 for both TIT simulated.

For the given set of cooling model parameters (representing a given technology), 1600 K is a too high TIT, since the efficiency is always lesser than for 1200 K. The gap between cooled and uncooled turbine performance is also much greater for the higher TIT.

The cooling air relative mass flow needs are presented in the Figure 2. For 1600 K of TIT, a very high percentual of the compressed air must be bled in order to provide the required cooling effect (from 17 to 38% of total compressed air). This explains the sensible fall in the cycle efficiency reported in the Figure 1: a too high cooling air mass flow implies a reduced turbine work for a given compressor work, reducing sharply the net specific work of the cycle.

The cooling air relative mass flow needed for a TIT of 1200 K is small (ranging from 2 to 5% of compressed air) and this

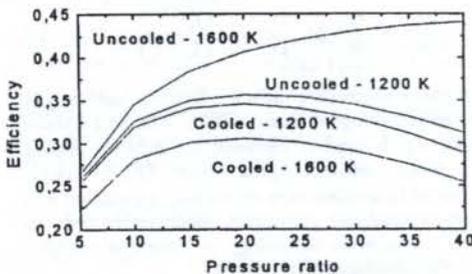


Fig. 1 - The blade cooling effect on cycle efficiency.

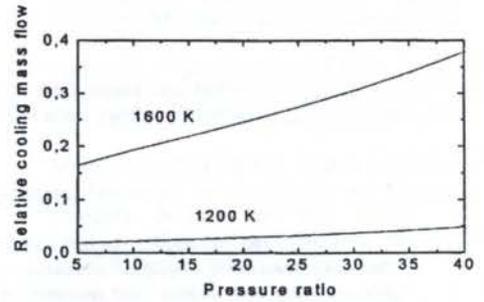


Fig. 2 - TIT effect on relative cooling air mass flow

explains why the two curves in the figure 1 (cooled x uncooled turbine for TIT 1200 K) are so close.

The higher the pressure ratio, higher the air temperature and lower its cooling effect. Then, the needed cooling air mass flow increases.

For the TIT of 1600 K it was made a change in the cooling parameters, in order to simulate a more advanced cooling technology. The maximum blade temperature was supposed to increase from 800 to 900°C due to a better metal alloy and the heat transfer effectiveness was supposed to increase to 0.5 (as indicated in the Table 1 as Advanced case).

The effectiveness increase can be explained as a change from a pure convection scheme to a combination of convection, impingement and film cooling techniques.

In the Figure 3 are presented the efficiencies and cooling air relative mass flows for uncooled, Base case cooled and Advanced cooled turbines. The efficiencies curves indicate the better performance of uncooled turbine (as expected) but also the interesting elevation of the efficiency in the Advanced case, which has an optimum pressure ratio in the order of 35 and no more near 20 as in the Base case. The lower part of the same figure shows the sensible reduction in the cooling air flow when a more advanced technology is available. The maximum value for the Advanced case (12.5%) is lower than the minimum required for the Base case technology (17%).

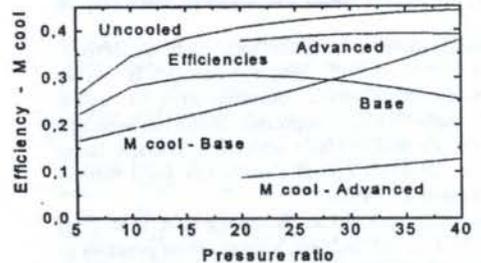


Figure 3 - The cooling scheme technology effect on efficiency and relative cooling air flow

In the Figures 4 and 5 the pressure ratio was fixed as 20 and TIT was allowed to vary from 1200 to 1800 K, for the three cases (Uncooled, Base case and Advanced cooled turbines). The Figure 4 shows efficiencies and cooling air relative mass flow profiles. It is noteworthy that the uncooled version efficiency does not show a maximum in the analyzed range of TIT (what means the higher TIT, better). When the available technology is poor (base case), the better TIT for the pressure ratio analyzed is near 1300 K; if a better cooling technique is available (advanced case) one can see this maximum shifts to near 1500 K, with substantial efficiency gains over the Base case.

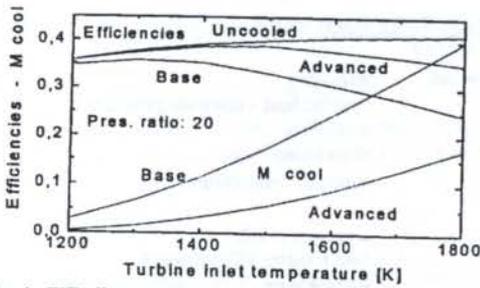


Fig. 4 - TIT effect on efficiency and cooling air mass flow, for a given pressure ratio

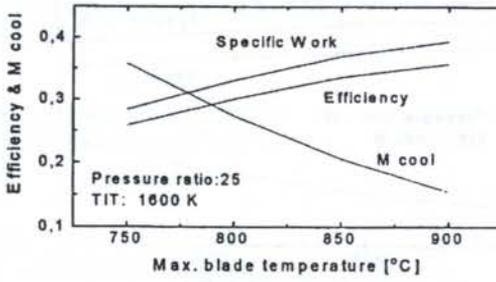


Fig. 7 - Blade Temperature effect on efficiency

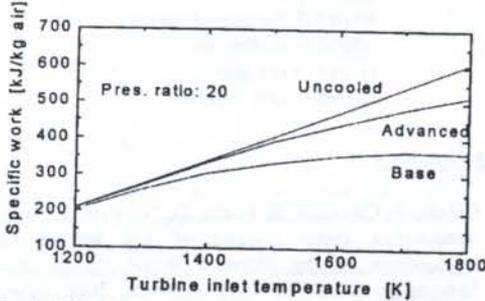


Fig. 5 - TIT effect on specific work for a given pressure ratio.

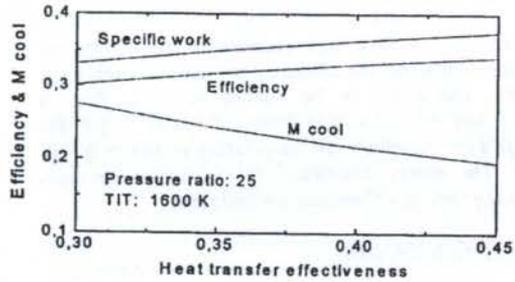


Fig. 8 - Effectiveness and cycle efficiency

Again, the cooling air mass flow of the Base case (from 3 to 39 %) is much greater than with the Advanced case (from 0.5 to 17%). In both cases the cooling air mass flow increases as TIT is increased since the hot gas temperature is greater.

The specific work for the above analysis is shown in the Figure 5. As the cooling air mass flow suffers a continuous increase, the specific work for cooled turbines does not increase linearly as in uncooled turbines; for the base case, it can be observed even a maximum in the specific work for a TIT near 1700 K.

BLADE-COOLING MODEL PARAMETERS EFFECTS

In order to analyze the effect of the principal variables used in the cooling simulation, the mixing pressure drop, the blade maximum temperature, the cooling air temperature and the heat transfer effectiveness were parametrically varied as independent variables, for a TIT of 1600 K and a pressure ratio of 25.

The gas mixing process induced pressure drop effect can be seen in the Figure 6. The pressure drop was varied from 0 to 1.5 % of the hot gas pressure in any cooled blade row. As indicated in the Figure, the effects of this single parameter is relatively small: near 3% on efficiency and a little bit more (3.5%) in the specific work.

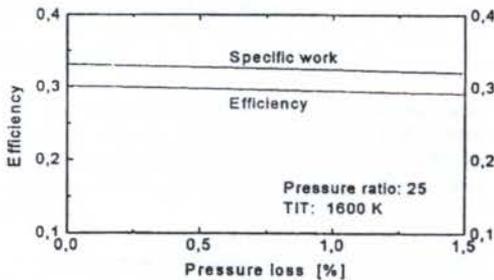


Fig. 6 - Pressure drop effect on efficiency

The single effect of the maximum blade temperature is, by far, the most important, giving to the research on temperature-resistant materials a fundamental role in order to obtain gas turbine performance augmentation. Looking at Fig. 7 one can see the sharp decrease in the cooling air mass flow when the admissible blade temperature can be increased. This decrease in the cooling mass air flow explains the efficiency gain: a higher air mass flow is available to combustion chamber and then the turbine work increases for the same compressor work.

As an example, if a new material can bear a 50°C increased temperature, increasing the blade temperature from 800°C to 850°C, the cooling mass flow is reduced by 25 % and the efficiency is increased in 12 %.

The heat transfer effectiveness effect can be appreciated in the Figure 8. As already described, improved cooling techniques can increase the heat transfer effectiveness. The simpler the cooling scheme, the smaller it's effectiveness. The beneficial effect of a better blade cooling design is traduced in a reduced cooling air mass flow, with its consequential increase both in efficiency and specific work.

Although the cooling air temperature is not usually an independent parameter (since the bled compressed air temperature is a function of the pressure ratio and compressor polytropic efficiency), this parameter was also analyzed. A reduction in the cooling air temperature by any external cooler (as a water-cooled heat exchanger) can be obtained in some cases; from the cycle simulation viewpoint, such possibility is also very interesting for modified gas turbine cycles - in particular in the recuperated cycles, where the intercooling and/or aftercooling of the compressed air can be present.

If all other blade cooling parameters are maintained constant, the effect of the air temperature is not so great as one could (at first sight) imagine. The Figure 9 presents the results for a large cooling air temperature range. The maximum cooling air temperature (not shown in the figure) is near 777 K, when no external cooling is provided and a polytropic efficiency of 0.87 is assumed for the compression process.

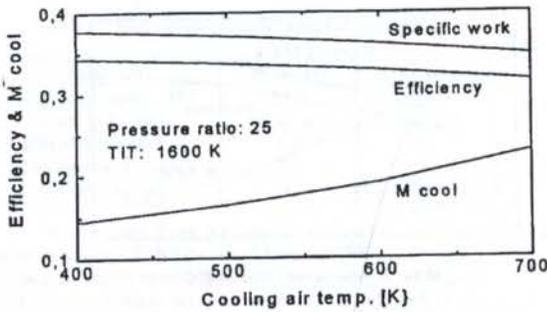


Fig.9 - Cooling air temperature and efficiency

Even when a very high decrease in the cooling air temperature is obtained, the efficiency and specific work gains are limited. The effect in the cooling air mass flow is ponderable, but the irreversible effect of mixing a hot gas stream with a comparatively low temperature air stream is very important. The exergy destruction in the turbine increases sensibly as the cooling air temperature decreases.

CONCLUDING REMARKS

The turbine blade cooling model scheme showed to be very rugged, giving results very close real gas turbine machines. If manufacturer information about some specific machine is available, the method can also be improved, reproducing the overall cycle performance very well.

In this simulation work the advantages of high pressure ratios and high turbine inlet temperatures could be verified. This, however, can be obtained only if an advanced technology is available (high quality alloys to increase the maximum blade temperature and very developed cooling schemes with high heat transfer effectiveness). If these conditions are not met, higher values of TIT can also be deleterious to the cycle efficiency, as could be observed in the Fig. 1 and 2.

The possibility to use cooling air with smaller temperatures than that found in the HP compressor outlet (provided by an external cooling) showed to have limited impact on the cycle performance, since the mixing process of this cooling air with the hot gases becomes even more irreversible due an increased temperature difference between the two streams.

ACKNOWLEDGMENTS

This work was partially financed by FAPESP - (Fundação de Amparo à Pesquisa do Estado de São Paulo) and developed at the Department of Energy Engineering of the University of Florence, Italy.

NOMENCLATURE

Symbol	Meaning
cp	specific heat - constant pressure
m	mass flow
St	Stanton number
T	absolute temperature

Greek symbols

ϵ	heat transfer effectiveness
Ω	surface area

Subscripts

b	related to the turbine blades
c	related to cooling air
g	related to hot gases
h	related to heat transfer

REFERENCES

- Chiesa, P; Consonni, S; Lozza, G. "Gas/steam cycles with open-circuit steam cooling of gas turbine blades". Proceedings of the Florence World Energy Research Symposium (FLOWERS'92). Florence, Italy, June 7-12, pp. 303-323, 1992.
- El-Masri, M.A. "Exergy analysis and optimization of recuperated gas turbine cycles". ASME Winter Annual Meeting, AES V2-1, V.1 - Optimization. Anaheim, USA, Dec. 7-12, pp.125-134, 1986.
- El-Wakil, M.M. "Power Plant Technology". McGraw-Hill, New York, USA, 1985.
- Facchini, B. "La refrigerazione delle palettature di turbine a gas". Tesi di Dottorato di Ricerca in Ingegneria delle Machine. Università Degli Studi di Firenze, Dipartimento di Energetica. (Em italiano). 1990.
- Fibbi, A. "Un nuovo codice di analisi delle prestazioni fuori progetto degli impianti combinati". Tesi di Laurea, Università Degli Studi di Firenze, Dipartimento di Energetica. (Em Italiano). 1993.
- Maghon, H; Becker, B; Schulemberg, T; Termuehlen, H; Kraemer, H. "The advanced V84.3 gas turbine". Proc. of the American Power Conference, 55th Annual Meeting. Chicago, USA, pp.1360-1380, 1993.
- Schorr, M. M. "NOx emission control for gas turbines: a 1992 update on regulations and technology". ASME COGEN & TURBO POWER, IGTI, v.7, pp.1-12, 1992.

LEVAS PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA DE ELEVADA VELOCIDAD DE GIRO.

Pablo Carpaneto, Mario Díaz Terrado, David Samat, Carlos Guevara.
Instituto de Mecánica Aplicada. Universidad Nacional de San Juan

RESUMEN

Con la mejora de la tecnología de los motores se ha incrementado la velocidad de giro de ellos, en consecuencia el cálculo de levas se ha adecuado a las circunstancias. El método de desarrollo hace posible que pueda construirse un árbol de levas, particularmente de balancín entre árbol y válvulas que pueda girar a un régimen elevado manteniendo bajo control la alzada, velocidad, aceleración y tirón en la válvula. El método permite también controlar los radios de curvatura del perfil y las presiones de contacto de la leva.

INTRODUCCIÓN

En un motor alternativo de combustión interna, las válvulas, conjuntamente con los demás elementos que conforman la canalización, son responsables de la organización y eficiencia del movimiento del fluido de trabajo.

Las características de torque y potencia obtenidas en un determinado motor, como resultado final, son en gran parte determinadas por la forma en que se conjuga el movimiento de las válvulas con el movimiento del pistón, la variabilidad en cada punto y en cada instante de la presión en el seno del fluido y de su velocidad, la geometría de los conductos de admisión y escape, etc. Todo ello en variadas condiciones de trabajo, algunas críticas. El mayor o menor éxito dependerá de cómo han sido ponderados y optimizados todos los factores que intervienen en el proceso, individualmente y en conjunto.

El movimiento de una válvula, que se representa a través de una Ley de Desplazamiento de Apertura y de Cierre, debe responder a condiciones impuestas no sólo por el análisis global del movimiento del fluido, sino también a las limitaciones que le impone su propio mecanismo de comando (disposición geométrica, cadena cinemática de accionamiento, resortes, masas asociadas, materiales, etc).

De forma que el diseño de la leva debe ser realizado en función del objetivo buscado. Que no es otro que el movimiento de la válvula siguiendo la Ley de Desplazamiento en forma "controlada", en todo el campo de funcionamiento del motor.

TENDENCIA.

La tendencia actual en motores rápidos, es la utilización de un pequeño balancín como único eslabón de transmisión entre leva y válvula, sobre el cual actúa directamente la leva, y que a su vez acciona la válvula.

Descripción. El balancín es una palanca simple con un punto de apoyo (centro de un cilindro o esfera), una superficie cilíndrica (rodillo o patín

seguidor donde actúa la leva) con su centro, y otra superficie que puede ser esférica o cilíndrica según el diseño y ubicación del regulador de luz de válvula, con su centro correspondiente, y que actúa sobre la superficie plana del extremo del vástago de la válvula. Los brazos de ésta palanca están representados por los segmentos determinados por el punto de apoyo y cada uno de los centros de las superficies activas.

Ventajas. Las ventajas están dadas por la simplicidad de su construcción, el pequeño volumen que el sistema ocupa, una rigidez estructural compatible (retardo y avance por deformación elástica acotados), el corto camino que debe recorrer la onda de tensión desde la leva a la válvula, (retardo por velocidad de onda imperceptible), la menor cantidad de piezas en movimiento, los menores problemas de rozamiento, lubricación y desgaste, y, fundamentalmente, por la menor masa asociada al movimiento de la válvula. Esto último resulta de sumo interés, porque permite alcanzar altas revoluciones de giro del motor manteniendo el control sobre el movimiento de la válvula, sin recurrir a solicitaciones excesivas, ya sea de contacto entre superficies (leva y seguidor, apoyo del balancín, balancín y válvula), o de trabajo, en todas las piezas involucradas. Siendo menores también los requerimientos del resorte de retorno. Es decir, se puede obtener un régimen más alto de revoluciones de motor con fuerzas de inercia en la distribución compatibles con los materiales y dimensiones usuales en motores comunes.

Aspectos particulares. La particularidad principal de este sistema es que presenta una relación de transmisión "variable" entre el movimiento de la leva y el movimiento de la válvula, en función de la posición relativa del balancín, que resulta mecánicamente notable cuando el ángulo girado por el balancín es importante (más de 10°) para el recorrido (alzada) de la válvula.

No sólo es variable punto a punto en función del ángulo girado, sino que además la forma de variar es distinta si el giro del balancín se produce en el mismo sentido en que gira la leva, o en sentido contrario. Lo cual da por resultado que una Ley de Desplazamiento

de válvula en la que el movimiento de cierre sea simétrico al de apertura, resulta comandada por una leva cuyo perfil no es simétrico.

Además, para una determinada Ley de Desplazamiento, el perfil de la leva necesaria depende de las posiciones relativas entre el centro de giro de la leva, el punto de apoyo del balancín, el centro del seguidor, la posición de la válvula, etc. Es decir, de la geometría de todo el sistema. Viceversa, para una leva ya construida, pequeñas alteraciones en la geometría del conjunto produce cambios en la Ley de Desplazamiento de la válvula, algunos perceptibles por el motor.

Y en el caso en que el seguidor sea un patín cilíndrico de dimensiones limitadas, las velocidades máximas admisibles para el desplazamiento de la válvula depende de la posición en que ésta se encuentre en ese instante. Y distintas para apertura y para cierre. Por consiguiente difíciles de determinar sin una adecuada herramienta de cálculo.

Por otro lado, el radio de curvatura que tendrá en cada punto la curva primitiva (posición del centro del seguidor) y que determina en cada punto la curvatura del perfil de la leva, resulta ser una función, no sencilla, de las dimensiones y de la posición, velocidad y aceleración que en ese instante se pretenda tener en la válvula (Ref. 1). En el campo de las aceleraciones negativas (acción de frenado de la válvula en la apertura y de acelerado en el cierre provocada por el resorte o el sustituto en mecanismos desmodrónicos), este radio de curvatura podrá variar desde cero (Aceleración Negativa = infinito) a valores positivos. Cuando este radio es igual al radio del seguidor, la leva presentará, en el punto de contacto, una punta o punto de quiebre del perfil. Si es menor, el punto de contacto correcto entre leva y seguidor será físicamente inexistente, de manera que el contacto se producirá en otro punto, imponiéndole a la válvula en ese instante una aceleración y velocidad que no son las previstas en la Ley de Desplazamiento. En cambio, en el campo de las aceleraciones positivas (acción de aceleración de la válvula en la apertura y de frenado en el cierre provocada directamente por la leva), la variación del radio de curvatura de la primitiva se produce desde el valor suma del radio base más el radio del seguidor, hacia más infinito, luego cambia de signo a menos infinito y con valores negativos (centro de curvatura externo al perfil) decrece hasta cero (Acel. Pos = infinito), con lo que el perfil de la leva en esta zona podrá ser convexo, plano o cóncavo. Los valores negativos no podrán ser menores que el radio del seguidor para que los puntos de contacto entre leva y seguidor tengan existencia física.

De todo lo anterior se desprende que la Ley de Desplazamiento y el perfil de leva resultante tienen una correspondencia biunívoca con la disposición geométrica y las dimensiones de todos los elementos intervinientes, y entre sí, por lo que todo el conjunto resulta hermanado. Cualquier alteración en alguno de los parámetros involucra cambios en otros, a veces sustanciales.

METODOLOGÍA

La metodología seguida en el IMA para la formulación de Leyes de Desplazamiento de válvulas, para motores de alta velocidad de giro, se basa en que

casi todas las condiciones impuestas al movimiento de éstas (la mayoría son limitaciones) se manifiestan a través del parámetro "aceleración". De manera que el conocimiento del origen de estas limitaciones, la ponderación del valor de cada límite, su optimización y la aplicación en cada caso particular, da por resultado el conocimiento del valor admisible que en cada punto y en cada instante puede tener la "aceleración" del sistema.

El método seguido consiste esencialmente en asignar a cada punto de la Ley de Desplazamiento, de Apertura o de Cierre, en forma sucesiva la aceleración deseada o permitida para ese punto. Con el signo que corresponda según la convención adoptada.

En la aplicación del método de incrementos finitos (construcción punto a punto) resulta conveniente la subdivisión en grados sexagesimales de giro de leva dando en la práctica resultados compatibles con la exactitud en la fabricación, e imperceptible mecánicamente por el motor. La Ley de Apertura insume alrededor de 100° sexagesimales de la leva, y otro tanto la Ley de Cierre.

De esta forma, considerando cada "grado" como intervalo proporcional al "tiempo", el valor asignado será la "variación de velocidad" sufrida en el intervalo. Y siendo este intervalo, a los fines prácticos, suficientemente pequeño se considera como "aceleración instantánea" o simplemente Aceleración por grado de giro de la leva. El intervalo no es la unidad de tiempo, por lo que la aceleración estará referida al tiempo, a través de la velocidad de giro de la leva. Por lo que las aceleraciones absolutas máximas (y los esfuerzos máximos) se producirán con la máxima velocidad de rotación del motor.

Así se forma un "patrón de aceleraciones". Que no es nada más que una matriz que contiene las aceleraciones por grado de giro de la leva, deseadas o permitidas, que en cada instante puede tener la válvula.

La "velocidad" (referida a grados de giro de la leva) al final del intervalo, en el punto o grado siguiente, será la velocidad del punto considerado más la aceleración sufrida en el intervalo. En la práctica, partiendo de velocidad inicial cero (punto inicial o final del movimiento), se traduce en que la velocidad en cada punto es la suma algebraica de las aceleraciones precedentes. Con lo que se forma una matriz de velocidad que, al final, resulta ser en forma directa (seguidor lineal) o indirecta (seguidor de carretilla), la planilla de fabricación de la Leva Patrón. Ya que es la matriz de incrementos de alzada de válvula por cada grado girado por la leva.

La "posición" de la válvula en el punto siguiente (alzada), estará dada al final del intervalo por la posición en el punto considerado más la velocidad en el intervalo, referida a grado de giro de la leva. En la práctica, se traduce en que para cada punto, la posición de la válvula (alzada) está dada por la posición inicial (cero o alzada máxima) más o menos la sumatoria de las velocidades precedentes, según la dirección del movimiento. Se obtiene la matriz de puntos que representa la Ley de Desplazamiento deseada.

Por último, el "tirón", "sacudida", "vibración" o "jerk", valorizado por la derivada de la aceleración (cambio de aceleración por unidad de tiempo), y que representa la "variación instantánea" del esfuerzo que

está sufriendo el material (ruido, vibraciones, etc.) no es nada más que la diferencia entre dos aceleraciones consecutivas, si lo referimos a grados de giro de la leva. Controlable si se mantiene acotada la diferencia entre los valores de aceleración asignados a dos puntos consecutivos.

Una Ley de Desplazamiento así construida, y la válvula que siga esta Ley, tiene asegurada que los valores de velocidad, aceleración y jerk, son finitos y controlados en todos sus puntos, es decir que la 1º, 2º y 3º derivada del desplazamiento son continuas. Y el problema se reduce a seleccionar convenientemente los valores de aceleración asignados a cada punto de la Ley para que se adecuen a las condiciones impuestas a la Ley de Desplazamiento.

Este método es el que mejor se adecua al diseño de levas con seguidor cilíndrico de carretilla, ya que con la ayuda de un computador, el diseñador puede evaluar en cada punto el resultado que produce la asignación de la aceleración para ese punto. A su vez, recibe la información necesaria (relación de transmisión, velocidad admisible, radio de curvatura, etc) que le permita decidir el valor de la aceleración a asignar en el punto siguiente.

RESULTADOS

El Instituto de Mecánica Aplicada de la Universidad Nacional de San Juan - Argentina, a través de sus Laboratorios de Máquinas Térmicas y Máquinas Herramientas, ha construido diversas levas para un motor Renault 2000cm³, cuyo sistema de distribución es del tipo mencionado.

Para ello desarrolló el software necesario para el diseño de la leva, la metodología de fabricación de la Leva Patrón, realizó la construcción del árbol de levas correspondiente, y realizó los ensayos en un motor con preparación bajo reglamento Rally. Obteniéndose árboles de leva de 1º calidad constructiva, que con los elementos originales del motor (retrabajados) superaron las 8000 rpm de giro de motor (original 6000 rpm) con alzada teórica de válvula de 14 mm (original 8,5 mm), siendo una de las causas del incremento de la potencia de motor desde los 98 CV (72 KW) iniciales hasta los 185 CV (136 KW) obtenidos (carburador único), con la Ley de Desplazamiento (Alzada, velocidad y aceleración) que se muestra en gráficos.

Se ensayaron distintas levas, de diferente grado de apertura y diferente reglaje, con lo que se obtuvo diferentes prestaciones del motor (mayor o menor torque, salida abajo o potencia arriba). Incluso fue posible construir un árbol de levas de alta performance retallando sobre un árbol de levas ya construido y estándar.

En el gráfico de aceleración de válvula se puede observar:

1) Las rampas de acceso y de descanso están planteadas con pequeñas aceleraciones, salvo en las zonas de velocidad constante, en apertura y cierre, comprendidas por la alzada teórica de luz de válvula más deformación en frío y en caliente. Se ha buscado que la velocidad teórica en esta zona sea adecuada, en el cierre, para que el impacto normal de la válvula contra su asiento (desaceleración desde la velocidad teórica según la Ley de Desplazamiento a cero), aún en caliente, sea aceptable como trabajo normal y manteniendo un mínimo valor que expulse las

partículas interpuestas entre asiento y válvula. En la apertura, en esta zona, el sistema debe anular la luz de válvula y debe deformarse hasta que el esfuerzo que recibe la válvula sea el suficiente para vencer la carga inicial del resorte y acelerar la masa asociada a la válvula (cuya velocidad es cero) para que adquiera la velocidad que en ese punto le impone la Ley de Desplazamiento (alrededor de 30 micrones por grado). Por ello la aceleración real en el instante de inicio del movimiento de la válvula es de este orden.

2) El rápido incremento y decremento de las aceleraciones positivas a partir de las rampas de acceso y de descanso, manteniendo un jerk máximo de 3 micrones por grado cuadrado como diferencia entre dos aceleraciones consecutivas. Con este valor de jerk, las vibraciones son imperceptibles mecánicamente para este motor.

3) En apertura, la limitación de velocidad máxima se produce en el campo de aceleraciones positivas por lo que entre -60 y -50 grados se regulan éstas para adoptar las velocidades máximas permitidas, o lo que es lo mismo, mantener el contacto entre leva y seguidor dentro de la superficie delimitada por el patín. Lo mismo acontece en el cierre, pero en el campo de aceleraciones negativas entre los grados 43 a 48.

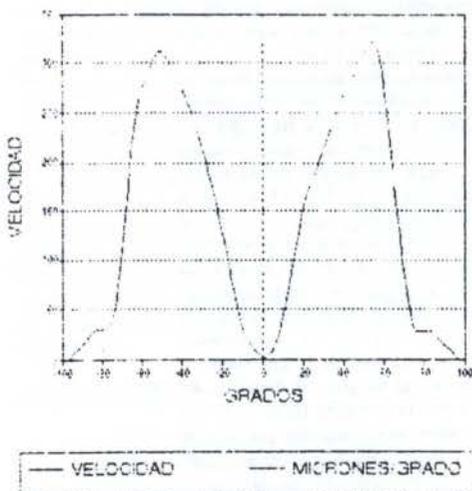
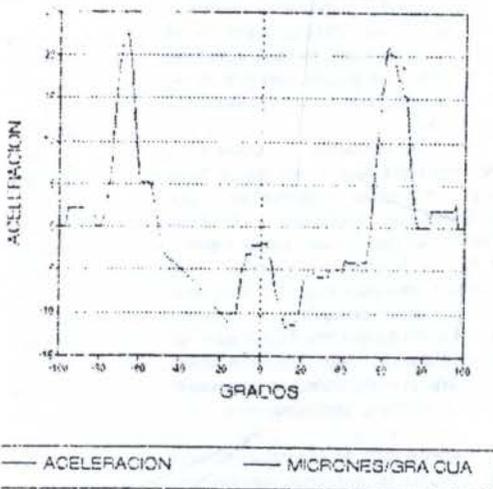
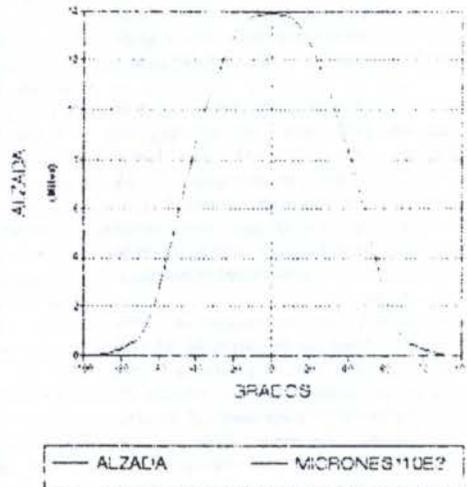
4) En la cresta, inmediaciones del grado cero, las aceleraciones negativas se han mantenido bajas para lograr una mayor apertura (en grados) de la Ley de Desplazamiento. Lo que permite que la válvula se encuentre durante más tiempo con una alzada superior a aquella para la cual la presencia y acción de la válvula en el conducto tiene poca influencia en el paso del fluido (alzada del orden equivalente a un cuarto del diámetro del conducto o superior). Ello, a pesar de contar con disponibilidad de resorte. En otros casos, puede usarse las máximas aceleraciones que provea el resorte para cerrar la abertura (reglaje de mayor torque).

5) Entre los grados 20 a 43 (cierre) se observa que luego de alcanzadas las máximas aceleraciones negativas que puede proveer el resorte, éstas se limitan a valores relativamente bajos para obtener, en la leva, radios de curvatura por encima de un mínimo, tal que las tensiones de contacto sean compatibles con los materiales usados. Lo cual no sucede en la apertura, por la geometría del sistema y sentido de giro del balancín respecto de la leva, que da por resultado radios de curvatura más amplios.

6) En algunas elaboraciones realizadas se verifica que resulta superfluo contar con resortes excesivamente cargados (más de 1000 N) en máxima alzada, siendo preferibles resortes de menor constante y con mayor carga inicial, de manera que en grados intermedios (ver apertura en grados -15 a -50) la merma en las aceleraciones negativas, por el decrecimiento de la fuerza aportada por el resorte a medida que se descomprime, no sea tan abrupta. Es decir, que se debe tratar que el resorte mantenga elevada su capacidad (esfuerzo) de acelerar o frenar la válvula en todo el campo de las aceleraciones negativas. Suele ser en esta zona de la Ley donde se inicia, a máxima velocidad de giro, el despegue del seguidor de la leva que lo comanda (falta de fuerza residual de contacto entre leva y seguidor que asegure el control de aquélla sobre éste), lo cual es el origen del fenómeno conocido por "rebote de válvulas".

7) Entre los grados 60 y 70 de la Ley de Desplazamiento de cierre, las aceleraciones positivas han sido reguladas en sus valores para lograr que el radio de curvatura en cada punto de la leva, en esta zona, sea muy grande (tanto positivos como negativos) por lo que en esta parte, el perfil de la leva es prácticamente plano o levemente cóncavo. Se evita que el radio de curvatura negativo (perfil cóncavo) sea menor que el radio del seguidor, palpador o herramienta de tallado (piedra de amolar), el mayor de ellos.-

Se pueden observar también las curvas resultantes para la Velocidad y la Ley de Desplazamiento.-



REFERENCIAS:

1.- M. Kloomok y R. V. Muffley, "Plate Cams Design- Radius of Curvature", Product Eng., September 1955.

ABSTRACT.

With the development of engines technology, their rotational speed has been increased. Consequently, cam calculation has been adapted to these circumstances. The method developed enables the construction of a camshaft, specially with an oscillating beam between cams and valves. The camshaft may turn at high speed, maintaining under control the valves lift, the speed, the acceleration and valve jerk. The method allows to control also the radius of curvature of the camprofile and the cam contact pressures.-

ORGANIZACION DEL PROCESO GASO-DIESEL CON FORMACION INTERNA
DE LA MEZCLA PARA MOTORES AUTOMOTRICES

Guillermo Lira Cacho-Facultad de Ingeniería Mecánica
Universidad Nacional de Ingeniería- Lima 31-Perú.
Nicolai Patrakhaltsev-Facultad de Ingeniería Mecánica
Universidad Nacional de Ingeniería- Lima 31-Perú.

RESUMEN

En este trabajo se exponen los principios de un sistema de suministro de gas licuado de petróleo para un motor Diesel, el cual difiere de los sistemas tradicionales en los que el suministro de gas se realiza directamente a la línea de alta presión aprovechando el efecto de golpe de ariete invertido que se produce al final del proceso de inyección. Este suministro adicional de gas licuado tiene un efecto importante, porque con esto se incrementa la presión de inyección mejorando así, la combustión y disminuyendo los humos.

INTRODUCCION

El empleo de los combustibles alternativos y, en particular, los combustibles gaseosos en los motores de combustión interna es un tema de suma importancia y actualidad en los países industrializados, lo cual se debe, principalmente, a dos aspectos: el agotamiento acelerado de las reservas de petróleo a nivel mundial, y a las cada vez más rígidas normas sobre las emisiones tóxicas al medio ambiente. Como consecuencia de esto, la comunidad internacional ha comenzado a tomar conciencia de la necesidad de un manejo sostenido y racional de los recursos naturales y el empleo de medidas para la preservación del medio ambiente.

En este artículo, se propone un sistema de suministro de gas licuado de petróleo para motores Diesel automotrices, el cual por sus características y principio de funcionamiento lo hace muy conveniente y ventajosa su aplicación.

El sistema de suministro de gas propuesto utiliza el fenómeno hidrodinámico (efecto de golpe de ariete invertido) que se produce en la línea de alta presión del sistema de inyección convencional del motor, después del cierre de la aguja del inyector, permitiendo que la válvula-regulador, instalada en el racor del inyector, denominada RND, se abra por diferencia de presiones e ingrese una cantidad determinada de gas licuado

MÉTODOS DE SUMINISTRO DE GAS EN LOS MOTORES DIESEL

Uno de los métodos más difundidos, es el motor gaso-diesel con suministro del gas al múltiple de admisión (formación externa de la mezcla aire-gas) y la inyección de una pequeña cantidad de petróleo Diesel a la cámara de combustión, en calidad de combustible "piloto" de la combustión. Sin embargo, empleando este método de suministro de gas en los motores Diesel automotrices que ya se encuentran en explotación, sólo se logra suministrar hasta 40-50% de gas, aunque sí disminuye sustancialmente el humeado y aumenta la vida útil del motor. Además, la aplicación de este método en motores automotrices presenta varios problemas adicionales:

- . Posibilidad de combustión detonante, principalmente para motores con turbosalimentación.
- . Aumento de las emisiones de hidrocarburos en los regímenes de cargas pequeñas y de vacío.
- . Aumento de las emisiones de óxidos de nitrógeno en los regímenes de cargas altas.
- . Un sistema doble y complicado de suministro y regulación de combustibles.

- . Elevados esfuerzos térmicos en las toberas de los inyectores.

Por todos los motivos señalados, el suministro de gas con formación externa de la mezcla (suministro al múltiple de admisión) se utiliza, preferentemente, en motores grandes estacionarios. Su aplicación en el campo automotriz está muy restringido.

El método de suministro de gas con formación interna de la mezcla aire-gas, es decir, cuando esta mezcla se realiza dentro del cilindro del motor, permite superar gran parte de las dificultades que se presentan con el suministro de gas con formación externa de la mezcla; sin embargo, en la mayoría de variantes de este método, el gas licuado o la mezcla de gas licuado con petróleo Diesel son suministrados a través de una bomba de inyección de alta presión, lo que obliga a tener que resolver previamente los siguientes problemas:

- . Fugas de gas a través de los elementos de precisión de la bomba de inyección.
- . Proveer de un sistema de lubricación adicional para la bomba de inyección.
- . Formación de burbujas de vapor en la línea de baja presión y en la entrada de la bomba de inyección.

LA VALVULA RND

En el Instituto de Motores de Combustión Interna de la Universidad Nacional de Ingeniería se ha venido desarrollando y perfeccionando un nuevo sistema de suministro de gas licuado de petróleo directamente a la línea de alta presión del sistema original de inyección de petróleo Diesel. Este trabajo se ha efectuado conjuntamente con especialistas y profesores de la Universidad Rusa de la Amistad entre los Pueblos (RUDN). A este método se le ha denominado RND. El principio en que se basa este sistema radica en la regulación de la presión inicial de inyección. Experimentos preliminares obtenidos en Rusia y en la UNI muestran resultados favorables tanto en el ahorro de combustible tradicional (reemplazado por GLP), como en el mejoramiento de las cualidades ecológicas de los motores Diesel.

Las ventajas de este método de suministro de gas con respecto a los métodos antes señalados son sustantivas; entre las más importantes se señalan las siguientes:

- . Simplicidad constructiva del sistema y, por lo tanto, bajo costo.

No se necesita modificar al motor, ni al sistema de inyección original.
 Se adapta perfectamente a motores en explotación, mejorando sus índices energéticos y ecológicos.

La figura 1 muestra esquemáticamente el sistema de suministro de gas licuado basado en el principio de regulación de la presión inicial (RND). El gas licuado de petróleo (GLP) se suministra a la línea de alta presión (LAP) del sistema de inyección de petróleo Diesel desde el balón 11 a través de la válvula electromagnética 10 (instalada para el cierre rápido en caso de emergencia), del filtro 9 y de la válvula 8. En el racor del inyector se encuentra la válvula RND, la cual es una válvula antiretorno especial, que se abre hacia la línea de alta presión por diferencia de presiones.

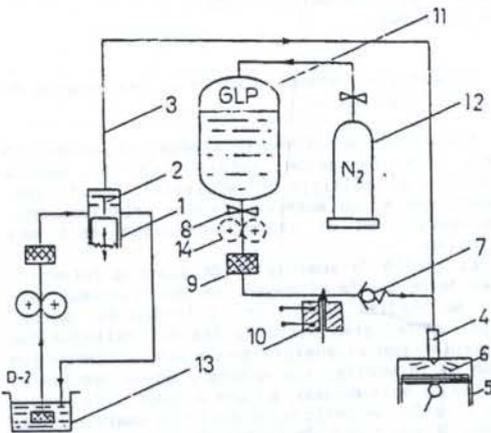


Figura 1: Esquema del sistema de suministro de GLP al motor Diesel.

FUNCIONAMIENTO DEL SISTEMA. El sistema funciona de la siguiente manera:

Después del final de la inyección, cuando la válvula impelente 2, con su anillo de descarga, cae en su asiento, se forma en la línea de alta presión 3 una onda de depresión, abriéndose la válvula de retención 7 (RND); y, por diferencia de presiones, el gas licuado de petróleo ingresa a la línea LAP 3. Debido a que la onda de depresión recorre la línea 3 varias veces, hasta que se amortigua (períodos ϕ_1 , ϕ_2 , ϕ_3 , en la figura 2), y, correspondientemente, varias veces se abre la válvula 7, y el gas licuado de petróleo ingresa en pequeñas cantidades, lo que facilita la mezcla de éste con el petróleo Diesel en la línea 3, evitando así, la formación de burbujas de gas, que ocasionarían el funcionamiento inestable del sistema y del motor.

Debido a la estructura de la válvula RND, el suministro de gas a la línea LAP sólo sucede durante el movimiento de ésta en la dirección de apertura, es decir, cuando la presión del gas es mayor que la presión en la línea 3. Tan pronto la onda de presión alcanza valores mayores que la presión del gas, la válvula se cierra y se interrumpe el flujo de gas.

El sistema de suministro de gas debe desconectarse en los regímenes de arranque, calentamiento y de vacío del motor (con la ayuda de la válvula 10).

Para mantener constante la presión (1,2-1,4 MPa) en el balón 11, se instaló el balón de nitrógeno 12 (20 MPa) con una válvula reguladora. En forma alternativa (para aplicación automatizada) se puede emplear una pequeña bomba de GLP 14.

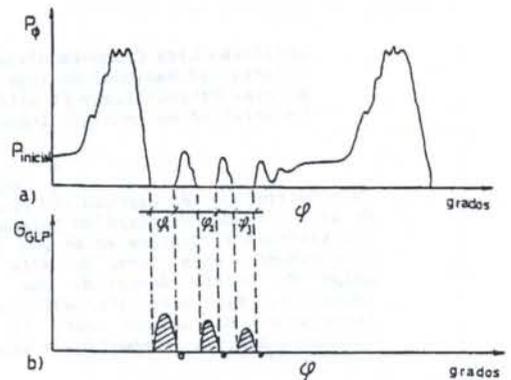


Figura 2: a) Oscilograma de la presión del combustible en el racor del inyector en función del ángulo de giro de la bomba; b) Caudal de GLP.

DESCRIPCION DE LA VALVULA RND. La válvula RND está constituida por un cuerpo central 1 (ver figura 3), el cual posee tres racores 2, 3, 4. Mediante el racor 2 se une el cuerpo central con la tubería de alta presión 5, y mediante el racor 3 con el inyector 6. El racor 4, que se encuentra ubicado en la parte superior 7 del cuerpo central, se une con el extremo roscado 8 y con la tubería 9, a través de la cual se suministra el GLP.

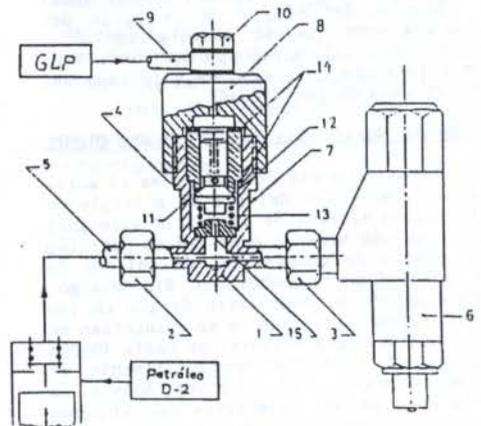


Figura 3: Esquema constructivo del sistema de suministro de GLP.

En el interior del cuerpo central 1 se aloja el asiento 11 con la válvula de retención 12. El resorte antagonista 13 sirve para mantener presionada la válvula en su asiento.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

Los primeros resultados experimentales que se obtuvieron en la UNI fueron de los ensayos realizados en el motor RICARDO E6/TS, monocilíndrico, de dimensiones S/D = 111,0/76,2 mm, con una relación de compresión ajustada a $\epsilon = 16,5/1$.

Durante las pruebas se obtuvieron las características de carga del motor en forma comparativa, es decir, con y sin suministro de GLP a través del RND. Los resultados se presentan en la figura 4; en ella se muestra como varía el consumo específico efectivo de combustible (g_e), y el nivel de humos (en unidades Bosch), en función de la presión media efectiva (P_e); la velocidad se mantuvo constante e igual a la velocidad nominal ($n_{100} = 2500$ rpm). De la figura 4 se puede deducir que el consumo específico de combustible tiene pequeñas variaciones (incrementos y decrementos) cuando se suministra GLP en comparación a la característica con suministro de sólo petróleo Diesel; pero en lo que sí se nota una ventaja sustancial del empleo de GLP es en la emisión de humo (reducción de hasta 40-50%), pudiéndose, asimismo, incrementar la potencia efectiva en 10%, manteniéndose constante el límite de humos.

El análisis se puede complementar a través de la figura 5, que representa la variación de la potencia efectiva N_e , el consumo específico g_e y el nivel de humo B, en función del coeficiente de exceso de aire α . De ella se puede inferir que para un mismo nivel de humo (por ejemplo, en el límite de humos) las mezclas de GLP con petróleo permiten utilizar mezclas aire-combustible más ricas (α menor), lo que sugiere la posibilidad de forzamiento del motor (de 10-15%) enriqueciendo la mezcla aire-combustible y manteniendo los niveles de humeado constantes.

Un factor negativo del empleo del GLP es su bajo número de cetano (con respecto al petróleo), lo que tiende a aumentar el período de retraso del encendido, mientras que su alta compresibilidad ocasiona una mayor duración del proceso de inyección.

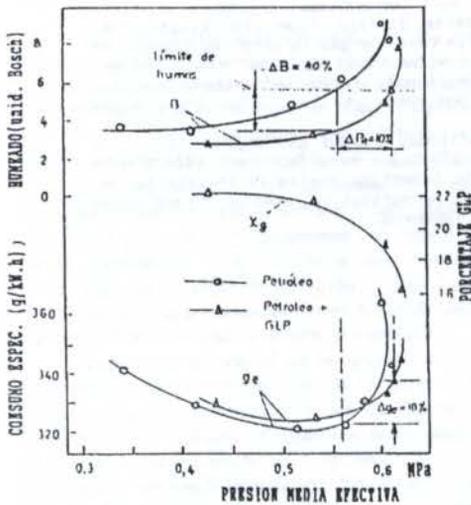


Figura 4: Características de carga del motor RICARDO E6/TS ($n_{100} = 2500$ rpm)

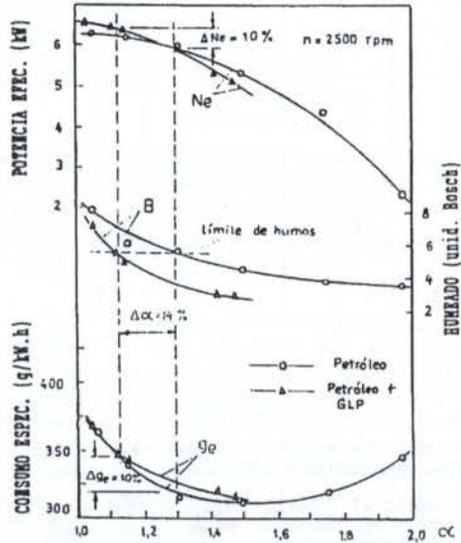


Figura 5: Variación de la potencia efectiva (N_e), el humeado (B) y el consumo específico de combustible (g_e), en función del coeficiente de exceso de aire (α) ($n_{100} = 2500$ rpm).

Investigaciones realizadas en el motor YAMZ-238 (S/D = 190/130 mm, 8 cilindros) por la Cátedra de Termodinámica y Máquinas Térmicas de la Universidad UDN de Moscú confirman los resultados obtenidos en la UNI. Dichas investigaciones mostraron lo siguiente (figura 6):

Manteniendo fija la cremallera de la bomba de inyección en la posición de máximo suministro, la tendencia de la característica externa de velocidad del motor con suministro de gas (gasodiesel) es más "plana" (el coeficiente de adaptabilidad del motor:

$$Ka = \frac{M_{e_{máx}}}{M_{e_{nom}}}, \text{ disminuyó en } \approx 10\%.$$

Esto último se debió a que a bajas velocidades, el ángulo de avance de la inyección del motor gasodiesel (con RND) no correspondía al valor óptimo. El consumo específico efectivo de combustible del motor gasodiesel en el rango de velocidades de 1100-1700 rpm fue de 5-2% menor que el consumo específico del motor funcionando sólo con petróleo Diesel. Sin embargo, a velocidades cercanas a la nominal, el consumo de gas se incrementó en 2-4%. Esto, posiblemente, se debió a un alto porcentaje de gas en la mezcla gas-petróleo Diesel (X_g).

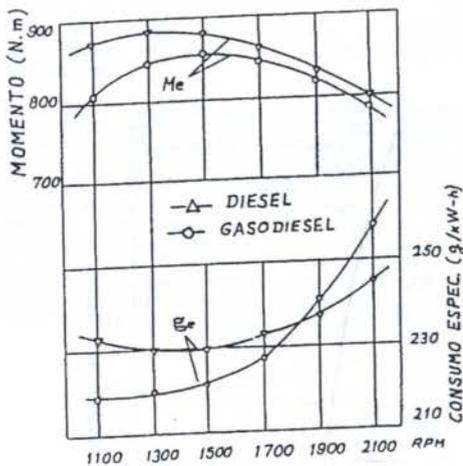


Figura 6: Características comparativas de velocidad del motor Diesel YAMZ-238.

Se comparó el humeado (figura 7) del motor trabajando sólo con petróleo Diesel y del motor gasodiesel (con RND), en ambos casos se procuró que el momento efectivo en función de la velocidad sea igual, para lo cual se incrementó la posición de la cremallera de la bomba de inyección cuando el motor trabajaba con suministro de GLP.

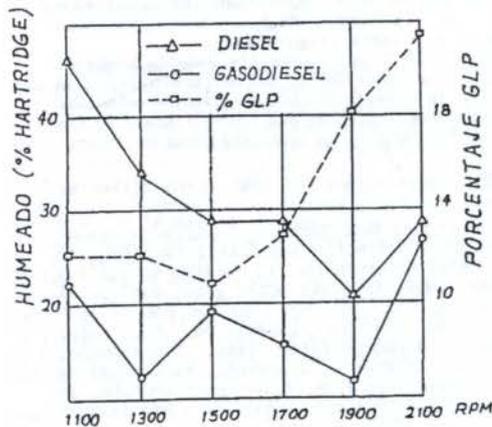


Figura 7: Características de humeado del motor YAMZ-238 en función de la velocidad.

De la característica de humeado se observa que en el motor gasodiesel disminuye el humeado en 1,5 - 2,0 veces cuando la velocidad de rotación es menor que 1900 rpm, y a cargas altas. Asimismo, con suministro de gas a través del RND disminuyen las emisiones de óxidos de nitrógeno en los gases de escape en 10-15%, lo que se debe, probablemente, a la mejora sustantiva de la pulverización del

combustible, lo que uniformiza la temperatura en el cilindro del motor y, esto, a su vez, disminuye la formación de NO_x . El alto calor latente del GLP, también contribuye a esta disminución.

CONCLUSIONES

- El sistema de suministro de gas licuado de petróleo (GLP) propuesto es sencillo en su construcción y de fácil instalación y empleo en los motores Diesel automotrices.
- El sistema de suministro de gas licuado garantiza un trabajo estable del motor Diesel en cualquier régimen de funcionamiento, tanto de velocidad, como de carga. En estos regímenes el porcentaje de GLP (con respecto al suministro total) varía de 15 a 40% (en masa).
- El empleo del sistema de suministro de gas licuado permite reducir las emisiones de humo en 40-60% (en la escala BOSCH) en los regímenes de altas cargas, y hasta 80-100% en los regímenes de cargas pequeñas y de vacío.
- El sistema de suministro de gas licuado propuesto permite reducir las emisiones de óxidos de nitrógeno NO_x en 10-15%, mientras que las emisiones de hidrocarburos C_xH_y ligeros no supera los niveles que se alcanzan en los motores Diesel equivalentes.
- El empleo del sistema de suministro de GLP permite extender el límite de humos, aumentando con esto la potencia del motor en 8-12% (forzamiento del motor).

REFERENCIAS

- Cartelliere, W.P., Ospelt, W.M., Landfahrer K., "Dieselmotoren der 90-er Jahre", MTZ, Motortechn. Z., 1989, 50, N°9, S. 440-445.
- "Dual fuel Diesel undergoes lab. testing", Ocean Industries, 1989, 24, N°3, p. 44.
- Lira Cacho, J.G., Lastra Espinoza, L., "El empleo del GLP en los motores Diesel", X CONIMERA, memorias, Lima, 1991.

ABSTRACT

In this paper the theoretical principles from a liquid gas of petroleum (LGP) supply system is exposed, the LGP is used as an alternative-complementary fuel for a Diesel engine.

This system differs from traditional ones because in this case the gas is supplied toward the high pressure line (during the time between successive injections), taking advantage from the hydrodynamic phenomena at the injection process ending.

This additional liquid gas supply (the main fuel is fuel oil) has a very important effect, the pressure in the injection system is incremented as a cause of that, pulverization, combustion and smoke emissions are improved.

PERSPECTIVAS TECNOLÓGICAS EN LOS SISTEMAS DE ALIMENTACIÓN Y COMBUSTIÓN DE LOS MOTORES TRANSFORMADOS A GAS NATURAL

Gabriel H. Defranco - Laboratorio de Máquinas Térmicas
Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de La Plata - Argentina
Pedro A. Altinier - Laboratorio de Máquinas Térmicas
Facultad de Ingeniería - Universidad Nacional de La Plata - Argentina

RESUMEN

La mejora de la performance y el control de las emisiones de los motores alimentados con Gas Natural (GN) se está llevando a cabo por un lado, por la vía de la optimización de los sistemas de alimentación y encendido y sus sistemas de control asociados. Otro camino es el estudio de las cámaras de combustión (CC) y los sistemas de admisión. Todo ello bajo las condiciones de contorno del problema: aprovechar los motores diesel existentes, a un mínimo costo de transformación.

INTRODUCCIÓN

La introducción en varios países de América Latina de planes de sustitución de combustibles líquidos por gaseosos ha planteado una cuestión tecnológica nueva. La reconversión de parques de vehículos para su utilización se está llevando a cabo fundamentalmente con la adopción de kits comerciales normalmente desarrollados en países industrializados. Otra faz de la reconversión es la del rediseño de los sistemas de admisión y cámaras de combustión de los motores existentes, que tiene características particulares en cada país, según sea el tipo de motor diesel mayoritariamente utilizado en el transporte.

El presente trabajo traza un panorama de las tecnologías disponibles actualmente a nivel mundial, en el intento de aportar datos que permitan encarar el rediseño de los motores existentes a nivel local, sobre una base racional.

SISTEMAS DE ALIMENTACION, ENCENDIDO Y CONTROL

Las tecnologías más utilizadas en los países que adoptaron al GN como combustible alternativo para vehículos responde a la clasificación propuesta por Beck et al (1990) y a la fecha no se ha modificado de manera significativa. En motores de vehículos pequeños originariamente ciclo Otto, mezcla estequiométrica realizada en el carburador, sin controles electrónicos ni de emisiones. En motores de camiones y ómnibus originariamente Diesel, sistemas duales de primera generación, eventualmente con control electrónico de la carburación. Una alternativa más evolucionada la constituyen los sistemas de inyección de gas. Las variantes posibles son: en la corriente de aire de admisión; delante de la válvula de admisión o en la cámara de combustión.

Tanto para el control de la ignición e inyección de combustible, como del tratamiento de los gases de escape, se utiliza equipamiento derivado de los ya desarrollados para motores nafteros y diesel: catalizadores, recirculación de gases de escape, controles electrónicos de mezcla y de encendido, lazo cerrado con sonda lambda, etc. Este último tiene especial uso en los sistemas de combustión estequiométrica. La incorporación creciente de la electrónica va desplazando a los sistemas mecánicos y neumáticos.

Los convertidores catalíticos son cada vez más utilizados aunque a los específicos para GN les falta aún

desarrollo.

Entre los combustibles gaseosos hay una mayor utilización de GN aunque en algunos países no pierde consideración el Gas Licuado de Petróleo (GLP). En el primer caso, para uso vehicular prevalece la tecnología de almacenamiento a presión (GNC), la que poco a poco irá dejando su lugar a la del Gas Natural Licuado (GNL), bombeado como líquido desde depósitos que lo mantienen a baja temperatura. Esta variante permite aumentar considerablemente la autonomía del vehículo y trabaja con bajas presiones. Cuando se utiliza propano, butano o sus mezclas, siempre es almacenado como líquido (GLP).

Los diferentes sistemas de provisión de gas al motor y de ignición son de diversos niveles de sofisticación, performance y costo. La selección del sistema óptimo merece un análisis abarcativo de todas las opciones. En última instancia dependerá de la aplicación particular y de la relación costo-beneficio. Por ejemplo en grandes motores de buques de transporte de GNL, se aprovecha el gas que se ventea para mantener las condiciones de presión y temperatura del estado líquido, para sustituir parte del combustible pesado. Ejemplo de ello es el motor RTA de Sulzer (Engeser, 1987). Para aplicaciones en transporte terrestre es frecuente el uso de sistemas duales, con bomba inyectora mecánica y regulador de velocidad electrónico, mezcla pobre e inyección multipunto delante de la válvula de admisión. Este sistema representa un compromiso razonable entre performance y costo. Su adopción sobre un motor diesel normalmente utilizado en el transporte garantiza una performance equiparable a la de aquel, con una sustitución aceptable del combustible líquido, permaneciendo inalterados la CC, la bomba inyectora, los inyectores y otros componentes básicos. El kit de transformación es de fácil instalación y el precio razonable. Como contrapartida se tiene un bajo índice de sustitución en estados de carga bajos y altas emisiones.

DISEÑO DE LA CÁMARA DE COMBUSTION

Al considerar el rediseño de una CC para un motor GN, se tiene normalmente como objetivo obtener igual potencia y par motor que el original diesel del cual deriva y cumplir con los estándares de emisiones. Por ello se intenta aprovechar al máximo el diseño original y sus partes componentes. Al igual que en los motores diesel y motores nafteros de diseño avanzado, se han experimentado en los motores convertidos a gas los efectos de Turbulencia

Rotacional Inducida o "Swirl" y Laminación de mezcla o "Squish".

Curello y Garibaldi (1986) han descrito claramente ambos fenómenos y sus implicancias en el diseño de conductos de admisión y cámaras de combustión.

La importancia de la turbulencia de la mezcla en la cámara de combustión fue conocida y probada en 1911 por Ricardo, al relacionar correctamente los "vórtices" causados por la enérgica entrada de los gases de admisión, con la disminución del tiempo de combustión.

Básicamente "swirl" implica promover la rotación de la mezcla dentro de la cámara de combustión y cilindro, con una intensidad y sentido de giro controlados para todas las condiciones de funcionamiento del motor. Inicialmente fue aplicado en motores Diesel, donde el uso de conductos de admisión con mucho efecto "swirl" está muy extendido.

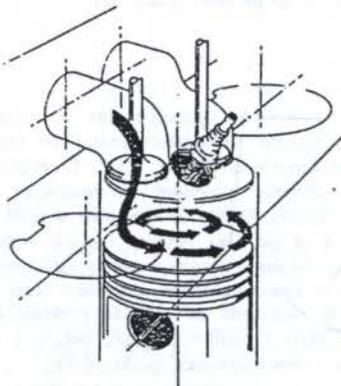


Figura 1: Turbulencia Rotacional de la Mezcla Ingresante

En el interior del cilindro se establece un campo rotacional de alta energía cinética, la interacción de este campo con las paredes de la cámara de combustión genera acciones de "corte" entre superficies adyacentes con formación de pequeños vórtices de gran energía cinética que aceleran el proceso de combustión en cada punto y el progreso del frente de llama.

El movimiento del fluido dentro del cilindro tiene dos componentes: una es función de la velocidad media de rotación, y la otra es función de la turbulencia. La primera influye sobre el transporte de cantidad de movimiento, energía y masa a escala del cilindro. La segunda actúa de igual forma pero puntualmente.

A los efectos prácticos se determina un número indicador de la intensidad de la turbulencia, que relaciona la velocidad media de rotación de la masa gaseosa dentro del cilindro con la velocidad de giro del motor. Es el llamado número de swirl (NS). Por ejemplo, NS=3 significa que a 2000 RPM de velocidad de giro del motor el campo rotacional está girando a 6000 RPM.

El sentido de giro del campo, considerado como un sólido en rotación, debe ser tal que favorezca el transporte de la mezcla fresca desde la válvula de admisión a la bujía. Si se fuerza a la mezcla no quemada a pasar frente a la bujía mientras dura la ignición, se conseguirá inflamar un volumen mayor aumentando el área frontal del frente de llama.

Experimentalmente se ha comprobado que la relación de las velocidades de combustión turbulenta a laminar aumenta en forma aproximadamente lineal con la intensidad de la turbulencia.

Se obtiene "swirl" con un adecuado diseño del conducto de admisión y de la cámara de combustión. Sin

embargo se deberá cuidar no entrar en régimen turbulento, ya que esto ocasionaría una severa pérdida de carga y consecuentemente disminución del rendimiento volumétrico del motor. Por otra parte, un NS elevado favorece la transmisión de calor a través de las paredes de la cámara de combustión atentando contra el rendimiento térmico. Valores de NS usuales son 6 o 7, dependiendo del tipo de motor.

El efecto "squish" o de laminación de mezcla se produce en la etapa final de la carrera de compresión.

Cuando se alcanza el final de la carrera de admisión la velocidad media y la turbulencia del fluido ingresante disminuyen rápidamente como resultado de pasar de un estado de flujo de alta velocidad a flujo mulo. En consecuencia todo aumento de turbulencia debe ser generado por el movimiento ascendente del pistón.

"Squish" puede ser definido como el movimiento radial de la mezcla hacia el eje del cilindro, generado por el desplazamiento del pistón cercano al punto muerto superior (PMS) de la carrera de compresión.

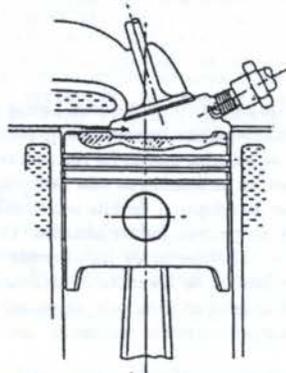


Figura 2: Zona de Laminación o Squish

Se ha demostrado experimentalmente que la turbulencia generada por esta acción entre las superficies planas del pistón y tapa de cilindros acelera el avance de la combustión durante la denominada Fase II y que es aquel período en el cual se quema entre el 10 y el 90% de la mezcla. El efecto "squish" se obtiene normalmente trabajando en el diseño de la cámara de combustión, tanto en la forma de la cabeza del pistón, como de la tapa de cilindros.

Los efectos "swirl" y "squish" se complementan ya que el primero alcanza su máximo al comienzo de la carrera de compresión y el segundo sobre el final de la misma.

Meyer (1991) encontró que la turbulencia, característica de las CC de los motores diesel parece ser innecesaria en los motores a GN cuya mezcla se establece en la admisión. El alto coeficiente de difusión del metano en el aire juega en favor de la homogeneización de la mezcla. La turbulencia y el efecto "squish", pueden incrementar la velocidad de combustión, hecho que resulta favorable para el GN cuya baja velocidad de combustión disminuye las potencias obtenibles, al ser menores las presiones medias efectivas alcanzables (PME).

Una CC turbulenta tiene normalmente menor rendimiento ya que favorece la transferencia de calor por las paredes del cilindro. Se generan mayores temperaturas y consecuentemente altas emisiones de NOx que son fuertemente dependientes de la temperatura pico de combustión. Se transmite más calor a la carga fresca, bajando su densidad.

La baja turbulencia permite el aumento del caudal de aire que ingresa y permite reducir los NOx como consecuencia de la utilización de relaciones A/C más pobres sin deterioro de la PME. En ensayos comparativos se encontró que la cámara de baja turbulencia alcanzó igual potencia al freno que la

diesel, con mezclas más pobres.

Beaty y Egnell (1990) han conseguido buen control de las emisiones de HC combinando un diseño que favorece los efectos "swirl" y "squish", relación de compresión de 12:1 y mezclas pobres. Reduciendo la relación de equivalencia ϕ desde 0,85 a 0,65 se consigue una importante reducción en la emisión de NOx sin deterioro del rendimiento térmico. Sin embargo se produce un aumento en los HC totales. Con ϕ de aproximadamente 0,65, retardando el avance de encendido de modo que la caída de torque sea sólo del 5%, se consigue una disminución de NOx del 65%.

DISEÑO DE LOS PISTONES

En el diseño de los pistones las variables son la relación superficie/volumen y el denominado volumen de rendija o corona. La relación superficie volumen debe ser baja para una mínima transferencia de calor al pistón y generar un área de combustión abierta para reducir la probabilidad de extinción de la llama. El volumen de rendija es la corona comprendida entre la superficie lateral del pistón y la pared del cilindro, desde la cabeza hasta el primer aro. Allí queda atrapada parte de la carga aire combustible sin alcanzar una combustión completa, favoreciendo la emisión de HC.

CÁMARAS DE PRECOMBUSTIÓN (CPC)

Este método permite el funcionamiento con mezclas pobres hasta límites no alcanzables con cámaras abiertas. La idea básica es que la combustión se genere dentro de la CPC y sea expulsada a la cámara principal a modo de inyección, alcanzando al resto de la carga combustible residente en la cámara principal. Una de las variantes experimentadas en los motores a combustible gaseoso es la inyección de una parte de éste en la CPC. Los resultados que se obtienen con la inyección de parte del combustible en la CPC son diferentes de los obtenidos sin inyección. Las experiencias de Beaty y Egnell evalúan la influencia sobre las emisiones de la geometría de la CPC y de la cantidad de combustible gaseoso que a ella ingresa, encontrando que esta segunda variable es la de mayor peso. Esto parecería ser una desventaja para las CPC y sistemas de combustión pobre con carga estratificada, lo cual no aseguraría la disminución de emisiones de NOx. La CPC permite un funcionamiento con mezclas pobres en estados de carga bajos y medios. Su diseño se optimiza minimizando su volumen y el caudal de combustible a ella y maximizando el diámetro de pasaje a la cámara principal. Bajo estas condiciones es posible limitar la producción de NOx.

Nakazono (1994), por su parte encontró que el uso de la CPC disminuye la demora de la ignición, acorta el tiempo de duración de la combustión y baja el consumo energético. Este a su vez permanece constante, independiente de la relación aire/combustible. Si no se suministra combustible gaseoso a la CPC, la influencia de la forma pasa a ser preponderante, mientras que este efecto resulta despreciable en el tiempo de duración de la combustión, cuando se inyecta combustible a la CPC. En coincidencia con Meyer, encuentra que los efectos "squish" y "swirl", si bien tienden a disminuir la velocidad de combustión y la emisión de NOx, aumentan la de HC totales.

La intensidad del efecto "swirl" debe ser controlada, ya que su presencia puede interferir en la inyección de la llama originada en la CPC. El aumento de las emisiones de HC totales como consecuencia del "swirl", parecería provenir de la incombustión de la mezcla atrapada en la corona o rendija entre el cilindro y el pistón, lugar al cual no llega la llama.

También coinciden Meyer y Nakazono en que un aumento excesivo de la velocidad de combustión aumenta las emisiones de NOx, como consecuencia de más altas temperaturas. Por tal razón, la energía aplicada por el sistema

de encendido deberá ser la mínima indispensable que permita encender la mezcla. Como desventaja las CPC tienen mayor costo de construcción, por su mayor complejidad.

PERSPECTIVAS

La utilización de combustibles gaseosos como alternativo de los hidrocarburos líquidos genera una línea de investigación que está condicionada por factores tales como la necesidad de adaptar motores existentes al menor costo, disminuir niveles de contaminación, utilizar sistemas de control derivados de los ya desarrollados para la hoy muy desarrollada industria automovilística mundial. A nivel de los países iberoamericanos, en especial América Latina, constituye un desafío no sólo para la industria, sino también para los círculos de investigación y desarrollo en colaboración con aquellos y con los entes responsables de la organización de los medios de transporte, el uso racional de los recursos energéticos y el cuidado del medio ambiente. A partir de la caracterización de las flotas a reconvertir, la perspectiva más clara parece ser la del estudio de los motores existentes, proponiendo las adaptaciones a nivel de sistemas de combustión y adoptando tecnología ya probada en lo referente a controles electrónicos de combustible y encendido.

REFERENCIAS

- Beaty, K. and Egnell, R., "Development of a Low Emission Volvo 9,6 Liter Natural Gas Fueled Bus Engine", Anales del Congreso Natural Gas in Vehicles, Buenos Aires, 1990
- Beck, N.J., Johnson, W. and George, A. "Electronic Fuel Injection for Dual Fuel Diesel-Methane" Anales del Congreso Natural Gas in Vehicles, Buenos Aires, 1990
- Currello, F. y Garibaldi, A. "Reducción del Consumo de Combustible por Aplicación de la Combustión Rápida (Fast Burn) en Motores Convencionales Ciclo Otto. Ford Motor Argentina S.A 1986
- Engesser, B. "Motor RTA de Doble Combustible, Gas Natural en lugar de Aceite Diesel", Revista Técnica Sulzer 1/2, 1987
- Meyer, R.C., "Development of a CNG Engine", SAE Paper 910881
- Nakazono, T. "Study of Lean Burn Gas Engine", JSME International Journal Series B, Vol.37, n°3, 1994

ABSTRACT

The improvement of the performance and emissions control of Natural Gas Engines is being conducted in two principal ways: the optimisation of fuel and ignition systems, and their associated control systems, and the study of combustion chambers and intake systems. The whole problem considered under the border conditions: take advantage of the existing diesel engines at the lowest cost of adaptation.

SIMULAÇÃO TÉRMICA DE UM FORNO DE ESMALTAÇÃO UTILIZANDO UMA FORMULAÇÃO IMPLÍCITA, ALIADA A ANÁLISE DE SENSIBILIDADE DOS PARÂMETROS MAIS IMPORTANTES

Samuel Luna de Abreu (*), Jorge Kenji Yauti (**), Sérgio Colle (*)
(*) Departamento de Engenharia Mecânica - Univ. Federal de Santa Catarina -
Florianópolis - SC - Brasil - C.P. 476 - CEP 88040-900
(**) Pirelli Cabos S.A. - Santo André - SP - Brasil

RESUMO

A temperatura de esmaltação é um fator determinante nas propriedades de fios com cobertura isolante, que são utilizados na fabricação de bobinas e enrolamentos para motores elétricos. Este trabalho apresenta um programa de simulação que permite ao usuário prever o comportamento térmico de um forno de esmaltação a partir de determinadas condições de entrada. Também é possível através do programa prever certas condições operacionais a partir da declaração de temperaturas. Dados experimentais para um caso industrial são apresentados para mostrar a validade do programa.

INTRODUÇÃO

O controle de temperatura em um forno de esmaltação é de fundamental importância nas características desejadas para um fio esmaltado (Abreu 1995). O conhecimento das temperaturas de esmaltação e de condições operacionais que levam a determinadas temperaturas facilita o controle e a otimização do processo.

Os fornos de esmaltação são máquinas térmicas que funcionam de modo que se possa controlar as temperaturas, e que o mínimo de energia seja consumido no processo. Desta maneira, o solvente evaporado é reaproveitado como combustível para o aquecimento da corrente de gases, quando da sua queima pela passagem através de uma placa catalítica.

O esquema de circulação da corrente de gases aquecidos pelo interior da máquina também é de fundamental importância para a economia de energia. O programa de simulação apresentado neste trabalho, permite que diferentes esquemas de circulação de gases sejam testados e que se possa comparar seus resultados, determinando qual é o modelo mais eficiente sem que sejam necessárias provas experimentais.

A formulação implícita do problema permite que dados de entrada de uma opção de simulação sejam usados como incógnitas em outra opção, com o objetivo de determinar condições operacionais a partir da declaração da temperatura em algum ponto do forno. A análise de sensibilidade das temperaturas em relação as condições operacionais mais importantes, facilita na tomada de decisão de intervenção do operador para controlar determinadas respostas na temperatura do forno.

FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

Para representar o forno de esmaltação, optou-se por dividi-lo em componentes que representassem os diferentes tipos de fenômenos que normalmente ocorrem no interior de um forno.

A metodologia para obtenção das equações para cada componente é o balanço global de energia e massa. Todas as equações tiveram que ser escritas na forma molar, devido ao fato de ocorrerem mudanças na composição química da corrente de gases quando da passagem de um componente para outro.

As equações de balanço de massa foram escritas na forma molar de maneira a considerar as alterações dos números de

moles de cada um dos componentes da corrente de gases quando ocorrem reações químicas.

As equações de balanço de energia levaram em conta o fluxo de entalpia nas seções de entrada e saída de cada componente. O fluxo de entalpia \dot{H} pode ser definido da seguinte forma:

$$\dot{H}(T) = \sum \dot{n}_i \cdot h_i(T) \quad (1)$$

onde \dot{n}_i é o número de moles de cada componente e $h_i(T)$ é a entalpia.

As equações de balanço foram escritas de maneira que qualquer tipo de componente seja acoplado indistintamente. Deste modo pode-se montar inúmeros modelos de fornos, com diferentes esquemas de circulação de gases.

Os tipos de componentes inicialmente estudados foram exaustor, duto, destilador, alimentação de ar, misturador de fluxos, separador de fluxos e combustor. Outros tipos de componentes com novas características também podem ser implementados, desde que sejam respeitadas as condições que o compatibilizem com os outros componentes. Mais detalhes sobre cada um dos tipos de componentes podem ser vistos mais adiante neste trabalho.

A formulação implícita do problema é baseada na idéia de declarar os parâmetros de entrada como uma equação implícita do tipo:

$$x - x_0 = 0 \quad (2)$$

onde x_0 é o valor do parâmetro e x é a variável correspondente a ele.

Desta maneira uma incógnita para uma opção de simulação, pode ser dado de entrada para outra opção.

MODELAÇÃO MATEMÁTICA

Serão estudados separadamente os balanços de energia e massa para cada um dos tipos de componente considerado, a saber:

Exaustor. Este componente nada mais é que uma bifurcação, onde parcela da corrente de gases que chega é devolvida para a atmosfera e outra parcela continua circulando pela máquina. O balanço molar para este componente pode ser definido pela seguinte expressão:

$$\dot{n}_s = \dot{n}_e - \dot{n}_{ex} \quad (3)$$

onde o subscrito *s* representa a seção de saída deste componente, o subscrito *e* representa a seção de entrada e o subscrito *ex* representa a seção de exaustão.

Pode-se definir então uma taxa de exaustão *y* como sendo a relação entre a massa de gases que é devolvida para a atmosfera e a massa de gases que chega a este componente.

$$y = \frac{\dot{m}_{ex}}{\dot{m}_e} \quad (4)$$

Esta relação é muito importante no controle do processo de esmaltação devido a taxa de exaustão determinar a quantidade de ar de renovação que entra no forno e diminuir a temperatura no interior do forno. O ar de renovação é responsável por garantir uma queima adequada dos solventes quando da passagem pela placa catalítica.

O balanço de energia para este componente é o seguinte:

$$\dot{H}_s = \dot{H}_e - \dot{H}_{ex} \quad (5)$$

Duto. Este tipo de componente nada mais é do que apenas uma conexão entre dois componentes, portanto a composição química da corrente de gases não se altera quando da passagem por um duto. O balanço molar para este tipo de componente será o seguinte:

$$\dot{n}_s = \dot{n}_e \quad (6)$$

Quanto ao balanço de energia tem-se para o componente duto uma parcela de calor trocada com os componentes adjacentes e também a possibilidade de adicionar-se energia auxiliar através da potência dissipada por um banco de resistências elétricas.

$$\dot{H}_s = \dot{H}_e + \dot{Q}_{elet} + \sum (UA_{duto,j} \cdot (T_i - T_{duto})) \quad (7)$$

onde \dot{Q}_{elet} é a potência dissipada no banco de resistências e $UA_{duto,j}$ é o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área entre o componente duto e os demais componentes que trocam calor com ele.

Destilador. A partir deste componente, os constituintes do solvente passam a fazer parte da corrente de gases. Este componente é composto por uma bifurcação onde parcela do ar necessário a combustão dos solventes entra e uma região onde ocorre a evaporação do solvente que entrou na forma líquida acompanhando o fio a ser esmaltoado.

O balanço molar para este componente pode ser escrito da seguinte forma:

$$\dot{n}_s = \dot{n}_e + \dot{n}_{ar,deest} + \dot{n}_{solv} \quad (8)$$

onde $\dot{n}_{ar,deest}$ é o número de moles de ar de renovação que entra neste componente e \dot{n}_{solv} é o número de moles de solvente evaporado quando da passagem por este componente.

Outra relação de interesse que irá surgir é a taxa de ar de renovação que entra pelo componente de destilação, que pode ser definida como a relação entre a massa de ar de renovação que entra por este componente e a massa total de ar de renovação, que é igual a massa de gases de exaustão. Pode-se então escrever da seguinte forma:

$$X_{ar,deest} = \frac{\dot{m}_{ar,deest}}{\dot{m}_{ex}} \quad (9)$$

O balanço de energia para este componente pode ser expresso da forma a seguir:

$$\dot{H}_s = \dot{H}_e + \dot{H}_{ar,deest} - \dot{Q}_{proc} + \sum (UA_{dest,j} \cdot (T_i - T_{dest})) \quad (10)$$

onde \dot{Q}_{proc} é o calor consumido pelo processo de esmaltação, que é composto pelo aquecimento do fio, evaporação do solvente e cura do revestimento isolante e $UA_{dest,j}$ é o produto do coeficiente global de transferência de calor pela área entre o componente destilador e os demais componentes que trocam calor com ele.

Alimentação de Ar. Este componente é apenas uma bifurcação de entrada de ar, onde parcela do ar de renovação passará a fazer parte da corrente de gases.

O balanço molar para este componente terá então a seguinte forma:

$$\dot{n}_s = \dot{n}_e + \dot{n}_{ar,alim} \quad (11)$$

onde $\dot{n}_{ar,alim}$ é o número de moles de ar de renovação que entra por esta seção.

Outra relação de interesse que irá surgir é a taxa de ar de renovação que entra pelo componente de alimentação de ar, que pode ser definida pela seguinte fórmula:

$$X_{ar,alim} = \frac{\dot{m}_{ar,alim}}{\dot{m}_{ex}} \quad (12)$$

O balanço de energia para este componente é o seguinte:

$$\dot{H}_s = \dot{H}_e + \dot{H}_{ar,alim} \quad (13)$$

Misturador de Fluxos. Este componente representa a união de duas correntes de gases vindas de regiões diferentes do forno.

O balanço molar para este componente pode ser escrito na seguinte forma:

$$\dot{n}_s = \dot{n}_{s1} + \dot{n}_{s2} \quad (14)$$

onde os subscritos s1 e s2 representam as duas seções de entrada deste componente.

Da mesma forma, para o balanço de energia pode-se escrever:

$$\dot{H}_s = \dot{H}_{s1} + \dot{H}_{s2} \quad (15)$$

Separador de Fluxos. O componente separador de fluxos é uma bifurcação que divide a corrente de gases que chega em duas partes, enviando os fluxos resultantes para diferentes pontos do forno.

O balanço molar para este componente tem então a seguinte forma:

$$\dot{n}_{s1} + \dot{n}_{s2} = \dot{n}_s \quad (16)$$

onde os subscritos s1 e s2 indicam as duas seções de saída deste componente.

Outra relação de interesse que irá surgir é a taxa de parcialização, representada pela relação entre a massa de gases que sai por uma das seções e massa de ar que entra neste componente. Esta relação pode ser representada pela seguinte equação:

$$Z = \frac{\dot{m}_{s(iou2)}}{\dot{m}_a} \quad (17)$$

Da mesma forma, o balanço de energia para este componente pode ser escrito da seguinte maneira:

$$\dot{H}_{s1} + \dot{H}_{s2} = \dot{H}_s \quad (18)$$

Combustor. O componente combustor pode ser interpretado como a combinação de um banco de resistências e uma placa catalítica.

O banco de resistências tem a função de fornecer energia térmica para o preaquecimento da corrente de gases, de maneira que ela atinja uma temperatura suficiente para dar início ao processo de combustão do solvente na placa catalítica.

A placa catalítica tem a função de auxiliar no processo de combustão do solvente. Deseja-se que a maior parcela possível de solventes seja incinerada para que ele seja bem aproveitado como combustível e diminua-se ao mínimo os níveis de poluição causados à atmosfera.

O balanço molar para este componente é o seguinte:

$$\dot{n}_s = \dot{n}_a + \dot{n}_{CO_2,comb} + \dot{n}_{H_2O,comb} - \dot{n}_{solv,comb} - \dot{n}_{O_2,comb} \quad (19)$$

onde $\dot{n}_{CO_2,comb}$ e $\dot{n}_{H_2O,comb}$ são os números de moles de gás carbônico e água resultantes da queima do solvente, $\dot{n}_{solv,comb}$ é o número de moles de solvente queimado e $\dot{n}_{O_2,comb}$ é o número de moles de oxigênio consumidos durante a combustão do solvente.

A formulação proposta, possibilita a utilização de apenas solventes orgânicos, compostos por carbono, hidrogênio e oxigênio. O número de moles de solvente queimado, depende da eficiência de combustão da placa catalítica. Os números de moles de gás carbônico, oxigênio e água que participam da reação de combustão, dependem dos coeficientes estequiométricos de cada um deles em relação aos componentes do solvente.

Outra variável de interesse que pode-se definir, é o excesso de ar X para combustão do solvente. Entende-se por excesso de ar como sendo a relação entre a massa de ar acima da massa de ar estequiométrica e a massa de ar estequiométrica. Como a massa total de ar de renovação é igual a massa de gases devolvida para a atmosfera pela exaustão, pode-se escrever:

$$X = \frac{\dot{m}_{ar} - \dot{m}_{ar,esteq}}{\dot{m}_{ar,esteq}} \quad (20)$$

A equação da energia para este componente é a seguinte:

$$\dot{H}_s = \dot{H}_a + \dot{Q}_{comb} + \dot{Q}_{elet} \quad (21)$$

onde \dot{Q}_{comb} é o calor proveniente da combustão dos solventes e \dot{Q}_{elet} é a potência elétrica dissipada no banco de resistências do combustor.

SIMULAÇÃO

Para realizar a simulação, modelou-se um forno de esmaltação modelo NORE-AB-250 fabricado pela SICME italiana. Este forno possui um esquema de circulação de gases que pode ser representado pelos componentes descritos neste trabalho, como mostra a figura 1.

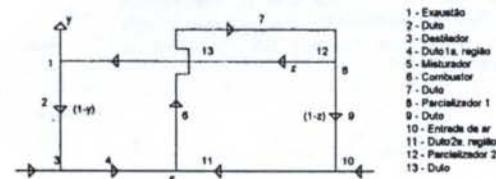


Figura 1: Esquema de funcionamento do forno de esmaltação simulado.

O esquema de circulação dos gases pelo forno funciona da seguinte forma. A corrente de gases que chega ao ponto onde ocorre a exaustão se bifurca, uma parcela é devolvida para o ambiente através de uma chaminé e outra retorna para a primeira região do forno. Chegando na primeira região o fluxo de gases se une a uma corrente de ar de renovação que entra pela abertura de entrada do fio e começa a ocorrer a evaporação do solvente e a cura da camada isolante. Próximo ao centro do forno esta corrente se mistura a uma corrente vinda da segunda região do forno e entra no combustor, passando por um banco de resistências elétricas e

uma placa catalítica. Em seguida a corrente de gases passa pelo ventilador de recirculação indo até uma bifurcação, onde parte do gases será parcializada em direção a bifurcação de exaustão e outra parcela será enviada para a segunda região do forno. Esta se mistura com uma parcela de ar de renovação que entra pela abertura de saída do fio e vai em direção ao centro do forno onde se une a corrente de gases vindos da primeira região do forno.

As variáveis de entrada que foram escolhidas para serem declaradas implicitamente foram a taxa de exaustão, excesso de ar, potência elétrica consumida no combustor e potências elétricas consumidas em dois dos dutos que compõem o forno e que correspondem a região onde está ocorrendo a esmaltação. Essas variáveis podem ser calculadas a partir da declaração da temperatura em algum dos componentes, o que é muito útil, porque na maioria das vezes o que deseja-se saber é qual condição operacional do forno que proporciona determinada temperatura.

Análise de Sensibilidade. O coeficiente de sensibilidade de uma variável em relação a outra é representado pela derivada da primeira variável em relação a segunda. O valor deste coeficiente nos indica o quanto se altera uma variável em função da modificação da outra (Beck 1985).

Para o caso em questão calculou-se os coeficientes de sensibilidade das temperaturas em cada um dos componentes, com relação aos dados de entrada declarados implicitamente. A análise de sensibilidade consiste em verificar-se qual a temperatura de algum componente que melhor controla cada um dos dados de entrada escolhidos. Quanto maior for o coeficiente de sensibilidade melhor será o controle da variável pela temperatura.

Os resultados obtidos para o forno de esmaltação utilizado indicaram que a temperatura no combustor é o melhor ponto de controle para o excesso de ar, taxa de exaustão e a potência elétrica consumida no combustor e as temperaturas dos dutos onde são aplicadas potências elétricas são os melhores pontos de controles das respectivas potências elétricas. Em alguns pontos do forno, onde os coeficientes de sensibilidade em relação ao excesso de ar e a taxa de exaustão foram baixos, não foi sequer atingida a convergência.

RESULTADOS OBTIDOS

O programa de simulação apresenta seis opções de simulação; a primeira onde são calculadas as temperaturas em todos os componentes, e as outras cinco onde uma das temperaturas é declarada e um dos dados de entrada escolhidos (taxa de exaustão, excesso de ar, potências elétricas) passa a ser incógnita.

Para levantar dados experimentais que possibilitassem a verificação dos resultados obtidos através do programa de simulação, foi instrumentada uma esmaltatriz normal de produção do mesmo modelo utilizado para a confecção do programa. Foram colocados cinquenta (50) termopares em pontos estratégicos do forno, sendo quarenta (40) deles distribuídos em quatro (4) linhas localizadas no interior do duto por onde passa o fio, que é onde está ocorrendo a esmaltação propriamente dita. As vazões de gases no interior do forno foram medidas utilizando um medidor de velocidade de gases. Os demais dados de entrada do programa foram obtidos a partir das condições operacionais do forno durante a realização das provas experimentais. Os dados referentes as propriedades termodinâmicas de todas as substâncias presentes foram obtidos em Perry e Chilton (1973) e Rahnjevic (1976).

Foram coletadas temperaturas para a comparação em três condições operacionais diferentes do forno. As temperaturas escolhidas para a comparação entre os resultados teóricos e experimentais foram as temperaturas de entrada e saída do combustor e as temperaturas nos dois dutos onde estão sendo aplicadas potências elétricas. Os resultados obtidos indicaram

um erro médio quadrático igual a 3.59°C e um desvio médio igual a 1.00°C.

Os resultados comparativos podem ser observados no gráfico da figura 1.

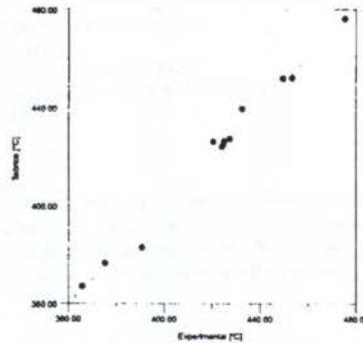


Figura 2: Resultados comparativos entre o programa de simulação e o experimento.

CONCLUSÕES

Os resultados obtidos comprovam a validade do programa de simulação para o forno de esmaltação analisado. A análise de sensibilidade das temperaturas em relação as variáveis calculadas implicitamente foi de fundamental importância na determinação da controlabilidade do forno.

A medição da vazão no interior dos componentes do forno foi a variável que proporcionou maiores dificuldades para ser obtida experimentalmente.

Condições operacionais que garantem o controle do processo de esmaltação ou proporcionem uma economia de combustível podem ser determinadas através da utilização do programa de simulação. Para isso é necessário também que se possa relacionar as propriedades do fio esmalto com as temperaturas e vazão de gases no interior do forno.

AGRADECIMENTOS

Os autores do artigo agradecem a Pirelli Cabos S.A. pela disponibilização dos equipamentos necessários as provas experimentais apresentadas.

REFERÊNCIAS

- Abreu, S.L., "Simulação de um Forno de Esmaltação Utilizando uma Formulação Implícita", Dissertação de Mestrado, Univ. Federal de Santa Catarina, Florianópolis, S.C., Brasil, 1995.
- BECK, J.V., BLACKWELL, B. e ST. CLAIR Jr., C.R., "Inverse Heat Conduction", John Wiley & Sons, Nova Iorque, 1985.
- PERRY, R.H. e CHILTON, C.H., "Chemical Engineers' Handbook", McGraw-Hill Kogakusha, Tóquio, 1973.
- RAZNJEVIC, K., "Handbook of Thermodynamics - Tables and Charts", Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1976.

ABSTRACT

The enameling temperature is one of the most important factors in the enameled wires properties, which are used in the fabrication of coils and winding for electrical motors. This work shows a simulation program that allows the user to predict the thermal behavior of an enameling oven from known input conditions. The program is used too to predict certain operational conditions from declared temperatures.

THERMOECONOMIC ANALYSIS OF THE STEAM CYCLE OF A MEDIUM-SIZED SUGAR AND ALCOHOL MILL

Sergio Robles Vertiola ^a and Silvio de Oliveira Júnior ^{a, b}
 (a) Thermal Engineering Group
 Technological Research Institute of the State of São Paulo - IPT
 (b) Mech. Eng. Dept. - Polytechnic School of the University of São Paulo - EPUSP
 São Paulo - Brazil

ABSTRACT

This paper presents the thermoeconomic analysis of the steam cycle of a medium-sized sugar and alcohol mill located in the state of São Paulo. Thermal data were obtained through measurements made in a mid-season period. The thermoeconomic analysis considers three possible cost partition methods for the turbo-generator sets and the variation of the bagasse cost as well as the electricity price.

INTRODUCTION

Nowadays, due to a limited availability of electric energy produced by hydraulic means expected to happen in the near future, cogeneration is being discussed, particularly in the sugar and alcohol industry. The goal is to provide the national grid with electricity produced mainly with excess bagasse available in the mills, which is currently marketed for use as fuel in other industrial sectors or as cattle feed.

In the State of São Paulo, which is responsible for more than half the sugar production and alcohol production, an agreement between representatives of the sugar and alcohol industry and state government agencies was recently signed. This agreement aims the cogeneration of additional 3000 MW by that sector by the year 2010 (Program..., 1993).

This paper is a continuation of previous work that used the same measured data to analyze the performance of the sugar and alcohol mill (Vertiola et al., 1993; Vertiola and Oliveira Jr., 1994 and Vertiola and Oliveira Jr., 1995). Here, the main goals are to obtain the costs of the streams of the plant in order to analyze the effects of different cost partition methods, mainly on electricity, as well as to analyze the influence of bagasse cost and electricity price variations.

CHARACTERIZATION OF THE PLANT

The analyzed steam cycle is made up of four bagasse-fueled steam generators, generating approximately 200 t/h of steam @ 22 bar abs. and 290 °C. The steam is expanded mainly in two turbo-generator (TG) sets producing 3.7 MW, consumed within the sugar and alcohol mill, and in two in series arranged mills. Other expansions occur in other small turbines that drive pumps or stack gas exhaust fans and in an expansion valve, whose main function is to assure the low pressure steam flow. The low pressure steam is then used for heating purposes in the juice heating unit, in two distilleries and in the evaporation unit. The excess bagasse in this plant is 5%. Figure 1 presents the steam cycle.

A thorough measurement of the steam cycle of a medium-sized sugar and alcohol mill was made during the crop of 1992/93. Almost all the streams in the cycle were measured using orifice plates. Pressure and temperature were also measured in several other locations. All these variables were averaged and saved in files created by a custom-made data acquisition software, at regular intervals of ten minutes. The total measurement time was 48 hours, 15 of them being

discarded due to operation problems of the plant. The remaining data, corresponding to 33 hours, refer to operating conditions very close to steady state.

USE OF STEAM IN THE SUGAR AND ALCOHOL MILL

The steam distribution throughout the plant and the characteristics of each flow are presented in Table 1.

EXERGETIC ANALYSIS OF THE STEAM CYCLE

The exergetic efficiencies were calculated for the main equipment or modules (aggregation of equipment), as well as for the steam cycle (Szargut, 1988; Kotas, 1985) -- Figure 2. The reference atmosphere has a pressure of 1 bar, 298 K and relative humidity of 50%.

Exergetic efficiency. The exergetic efficiency of the steam generating module is given by

$$\eta_{ex, st. gen.} = \frac{\sum_j \dot{m}_j (ex_j - ex_{f-water})}{(\dot{m} \cdot ex)_{fuel} + (\dot{m} \cdot ex)_{f-water} + \dot{W}_{fans}} \quad (1)$$

where ex_f is calculated using the relation presented by Szargut (1988), for solid fuels, which depends on the ultimate analysis and on the lower heating value.

The efficiency of the turbo-generator sets and the driving turbines is given by

$$\eta_{ex, T} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{st} (ex_{in} - ex_{out})} \quad (2)$$

Where $\dot{W} = \dot{W}_{el}$ or $\dot{W} = \dot{W}_{mech}$. Finally, equation (3) gives the exergetic efficiency of the steam cycle

$$\eta_{ex, cycle} = \frac{\dot{W}_{mech} + \dot{W}_{el} + \sum_j \dot{m}_j (ex_{in,j} - ex_{out,j})}{(\dot{m} \cdot ex)_{fuel} + (\dot{m} \cdot ex)_{make-up water}} \quad (3)$$

Using the data obtained through measurements (Table 1), the efficiencies were calculated and are presented in Table 2.

TABLE 1 - MASS FLOW RATES, STEAM PROPERTIES AND EXERGY RATES.

Stream N°	Mass flow rate (t/h)	Pressure (bar)	Temperature (°C)	Exergy rate (kW)	Stream N°	Mass flow rate (t/h)	Pressure (bar)	Temperature (°C)	Exergy rate (kW)
1	95.5	-	25.0	212753	25	-	-	-	1800
2	1077.0	0.98	25.0	0	26	-	-	-	1463
3	47.6	21.57	291.0	14603	27	-	-	-	561
3'	46.0	21.57	291.0	14113	28	-	-	-	1621
3"	53.8	21.57	297.3	16612	29	47.6	1.28	143.1	8419
3'''	53.2	20.99	270.8	15949	30	18.6	2.16	144.7	3650
4	219.4	39.00	123.0	9476	31	18.1	2.26	143.7	3579
5	-	-	-	240	32	38.6	2.26	143.1	7628
6	13.8	20.52	260.1	4084	33	6.9	2.45	176.3	1425
7	1172.5	0.98	189.6	-	34	-	-	-	800
8	18.8	21.57	216.0	1495	35	-	-	-	61
9	5.9	20.50	268.8	1762	36	6.9	0.98	171.9	1186
10	29.5	20.20	284.8	8941	37	47.6	1.21	105.0	1775
11	31.2	20.59	285.5	9479	38	18.6	0.98	97.0	658
12	20.2	20.10	288.0	6139	39	1.2	0.98	49.8	33
13	41.7	20.00	284.6	12624	40	20.0	0.98	49.8	555
14	12.1	20.79	281.4	3664	41	67.6	4.94	143.2	3289
15	46.0	20.69	286.6	13997	42	43.3	0.98	97.0	1532
16	60.7	2.55	140.5	12231	43	68.8	0.98	25.0	1830
17	20.2	1.47	235.0	4039	44	68.8	4.52	27.0	1837
18	41.7	2.45	170.3	8561	45	67.6	0.98	79.8	2153
19	12.1	2.26	167.1	2442	46	204.0	4.61	87.0	6799
20	7.2	2.45	176.3	1486	47	219.4	2.45	121.0	9132
21	43.3	2.45	176.3	8939	48	5.9	2.45	174.5	1216
22	9.5	2.45	202.6	2012	49	0.3	2.45	176.3	62
23	4.3	2.45	202.6	911	50	-	-	-	2839
24	-	-	-	1900					

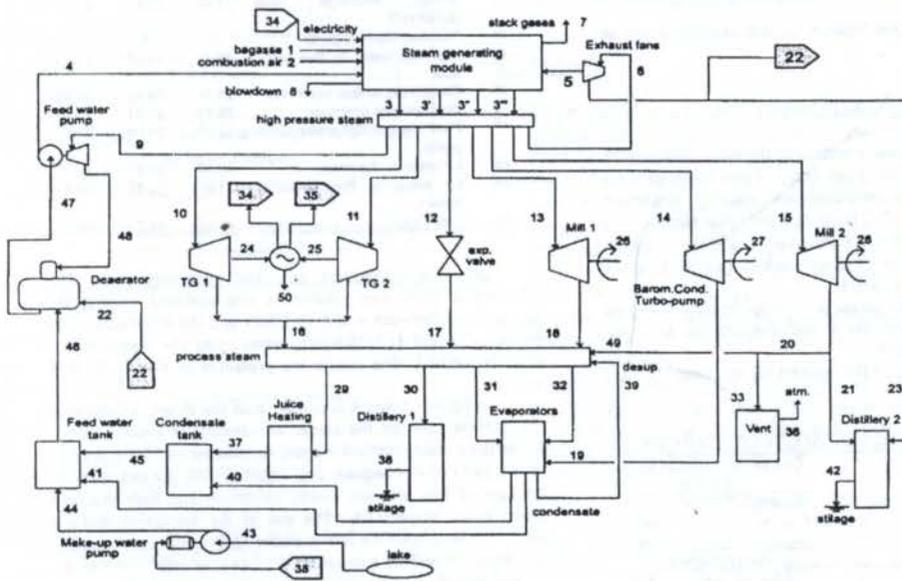


Figure 1 - Schematic representation of the steam cycle (see Tables 1 and 3 for stream identification).

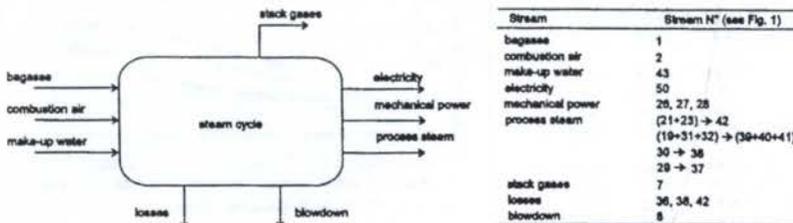


Figure 2 - Fuels, products and losses of the steam cycle.

THERMOECONOMIC ANALYSIS OF THE STEAM CYCLE OF A MEDIUM-SIZED SUGAR AND ALCOHOL MILL

Sergio Robles Vertiola ^a and Silvio de Oliveira Júnior ^{a, b}

(a) Thermal Engineering Group

Technological Research Institute of the State of São Paulo - IPT

(b) Mech. Eng. Dept. - Polytechnic School of the University of São Paulo - EPUSP
São Paulo - Brazil

ABSTRACT

This paper presents the thermoeconomic analysis of the steam cycle of a medium-sized sugar and alcohol mill located in the state of São Paulo. Thermal data were obtained through measurements made in a mid-season period. The thermoeconomic analysis considers three possible cost partition methods for the turbo-generator sets and the variation of the bagasse cost as well as the electricity price.

INTRODUCTION

Nowadays, due to a limited availability of electric energy produced by hydraulic means expected to happen in the near future, cogeneration is being discussed, particularly in the sugar and alcohol industry. The goal is to provide the national grid with electricity produced mainly with excess bagasse available in the mills, which is currently marketed for use as fuel in other industrial sectors or as cattle feed.

In the State of São Paulo, which is responsible for more than half the sugar production and alcohol production, an agreement between representatives of the sugar and alcohol industry and state government agencies was recently signed. This agreement aims the cogeneration of additional 3000 MW by that sector by the year 2010 (Program..., 1993).

This paper is a continuation of previous work that used the same measured data to analyze the performance of the sugar and alcohol mill (Vertiola et al., 1993; Vertiola and Oliveira Jr., 1994 and Vertiola and Oliveira Jr., 1995). Here, the main goals are to obtain the costs of the streams of the plant in order to analyze the effects of different cost partition methods, mainly on electricity, as well as to analyze the influence of bagasse cost and electricity price variations.

CHARACTERIZATION OF THE PLANT

The analyzed steam cycle is made up of four bagasse-fueled steam generators, generating approximately 200 t/h of steam @ 22 bar abs. and 290 °C. The steam is expanded mainly in two turbo-generator (TG) sets producing 3.7 MW, consumed within the sugar and alcohol mill, and in two in series arranged mills. Other expansions occur in other small turbines that drive pumps or stack gas exhaust fans and in an expansion valve, whose main function is to assure the low pressure steam flow. The low pressure steam is then used for heating purposes in the juice heating unit, in two distilleries and in the evaporation unit. The excess bagasse in this plant is 5%. Figure 1 presents the steam cycle.

A thorough measurement of the steam cycle of a medium-sized sugar and alcohol mill was made during the crop of 1992/93. Almost all the streams in the cycle were measured using orifice plates. Pressure and temperature were also measured in several other locations. All these variables were averaged and saved in files created by a custom-made data acquisition software, at regular intervals of ten minutes. The total measurement time was 48 hours, 15 of them being

discarded due to operation problems of the plant. The remaining data, corresponding to 33 hours, refer to operating conditions very close to steady state.

USE OF STEAM IN THE SUGAR AND ALCOHOL MILL

The steam distribution throughout the plant and the characteristics of each flow are presented in Table 1.

EXERGETIC ANALYSIS OF THE STEAM CYCLE

The exergetic efficiencies were calculated for the main equipment or modules (aggregation of equipment), as well as for the steam cycle (Szargut, 1988; Kotas, 1985) -- Figure 2. The reference atmosphere has a pressure of 1 bar, 298 K and relative humidity of 50%.

Exergetic efficiency. The exergetic efficiency of the steam generating module is given by

$$\eta_{ex, st. gen.} = \frac{\sum_j \dot{m}_j (ex_j - ex_{f-water})}{(\dot{m} \cdot ex)_{fuel} + (\dot{m} \cdot ex)_{f-water} + \dot{W}_{fans}} \quad (1)$$

where ex_f is calculated using the relation presented by Szargut (1988), for solid fuels, which depends on the ultimate analysis and on the lower heating value.

The efficiency of the turbo-generator sets and the driving turbines is given by

$$\eta_{ex, T} = \frac{\dot{W}}{\dot{m}_{st} (ex_{in} - ex_{out})} \quad (2)$$

Where $\dot{W} = \dot{W}_{el}$ or $\dot{W} = \dot{W}_{mech}$. Finally, equation (3) gives the exergetic efficiency of the steam cycle

$$\eta_{ex, cycle} = \frac{\dot{W}_{mech} + \dot{W}_{el} + \sum_j \dot{m}_j (ex_{in,j} - ex_{out,j})}{(\dot{m} \cdot ex)_{fuel} + (\dot{m} \cdot ex)_{make-up\ water}} \quad (3)$$

Using the data obtained through measurements (Table 1), the efficiencies were calculated and are presented in Table 2.

TABLE 1 - MASS FLOW RATES, STEAM PROPERTIES AND EXERGY RATES.

Stream N°	Mass flow rate (t/h)	Pressure (bar)	Temperature (°C)	Exergy rate (kW)	Stream N°	Mass flow rate (t/h)	Pressure (bar)	Temperature (°C)	Exergy rate (kW)
1	95.5	-	25.0	212753	25	-	-	-	1800
2	1077.0	0.98	25.0	0	26	-	-	-	1463
3	47.6	21.57	291.0	14603	27	-	-	-	561
3'	46.0	21.57	291.0	14113	28	-	-	-	1621
3"	53.8	21.57	297.3	16612	29	47.6	1.28	143.1	8419
3'''	53.2	20.99	270.8	15949	30	18.6	2.16	144.7	3650
4	219.4	39.00	123.0	9476	31	18.1	2.26	143.7	3579
5	-	-	-	240	32	38.6	2.26	143.1	7628
6	13.8	20.52	260.1	4084	33	6.9	2.45	176.3	1425
7	1172.5	0.98	189.6	-	34	-	-	-	800
8	18.8	21.57	216.0	1495	35	-	-	-	61
9	5.9	20.50	268.8	1762	36	6.9	0.98	171.9	1186
10	29.5	20.20	284.8	8941	37	47.6	1.21	105.0	1775
11	31.2	20.59	285.5	9479	38	18.6	0.98	97.0	658
12	20.2	20.10	288.0	6139	39	1.2	0.98	49.8	33
13	41.7	20.00	284.6	12624	40	20.0	0.98	49.8	555
14	12.1	20.79	281.4	3664	41	67.6	4.94	143.2	3289
15	46.0	20.69	286.6	13997	42	43.3	0.98	97.0	1532
16	60.7	2.55	140.5	12231	43	68.8	0.98	25.0	1830
17	20.2	1.47	235.0	4039	44	68.8	4.52	27.0	1837
18	41.7	2.45	170.3	8561	45	67.6	0.98	79.8	2153
19	12.1	2.26	167.1	2442	46	204.0	4.61	87.0	6799
20	7.2	2.45	176.3	1486	47	219.4	2.45	121.0	9132
21	43.3	2.45	176.3	8939	48	5.9	2.45	174.5	1216
22	9.5	2.45	202.6	2012	49	0.3	2.45	176.3	62
23	4.3	2.45	202.6	911	50	-	-	-	2839
24	-	-	-	1900					

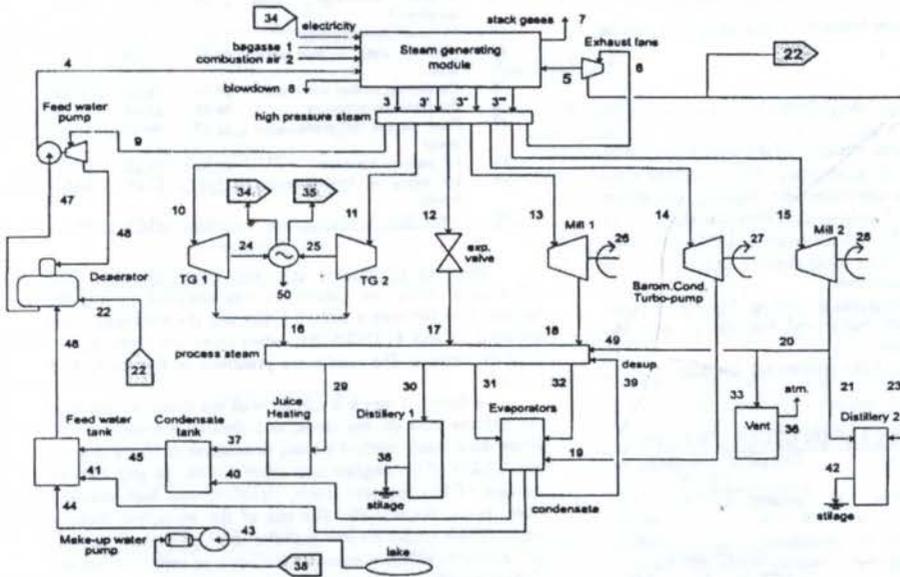


Figure 1 - Schematic representation of the steam cycle (see Tables 1 and 3 for stream identification).

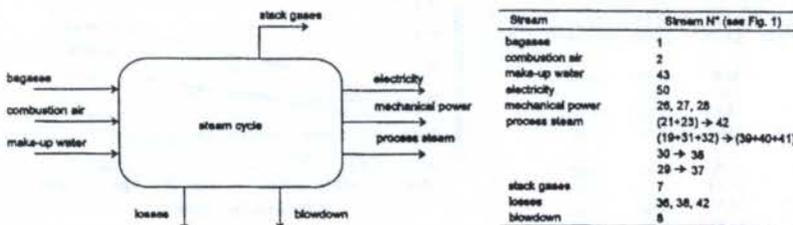


Figure 2 - Fuels, products and losses of the steam cycle.

TABLE 2 - EXERGETIC EFFICIENCIES IN THE STEAM CYCLE.

Equipment/Module	Exergetic efficiency (%)
Steam cycle	15.9
Steam generators module	23.2
TG1	63.4
TG2	56.4
Mill 1	36.0
Mill 2	45.4
Stack gas exhaust fan turbines	20.7
Feed water turbo-pump	63.0
Barometric condenser turbo-pump	45.9

THERMOECONOMIC ANALYSIS

The thermo-economic analysis is done based on the measured data and equipment (including piping), operation and maintenance costs of the plant, with the following parameters:

- bagasse cost : 4 US\$/t
- interest rate : 12 % per annum
- capital recovery period : 10 years
- load factor : 0.85
- time factor : 0.95

The monetary costs were furnished by the accounting department of the plant. Simplifying hypotheses were done where necessary, according to information obtained from plant personnel.

The generalized cost balance for any equipment can be written as:

$$\dot{C} + \sum c_{in} \dot{E}x_{in} = \sum c_{out} \dot{E}x_{out} \quad (4)$$

To determine the cost structure of the plant the adoption of a cost partition method is necessary. Three methods were considered for the turbo-generator sets: equality, extraction and steam as by-product. The latter considers that electricity is sold to the grid at 41 US\$/MWh (Program..., 1993) -- the base case for the electricity price variation analysis. In other turbines only the equality method was used.

In equipment where steam is used for heating purposes only, i.e., distilleries, juice heater and evaporators, only the extraction method was used.

The resulting costs of the streams for the base case are presented in Table 3.

TABLE 3 - COSTS OF THE STEAM CYCLE STREAMS.

Stream	Description	Cost partition method for the TG sets		
		Equality	Extract.	Steam as by-product
		Cost (US\$/MWh)		
1	Bagasse	1.80	1.80	1.80
2	Combustion air	0	0	0
3	Steam of boiler 1	-	-	-
3'	Steam of boiler 2	-	-	-
3''	Steam of boiler 3	-	-	-
3'''	Steam of boiler 4	-	-	-
4	Feed water to steam boilers	30.89	29.17	29.24
5	Mech. power to stack gas exhaust fans	23.97	23.95	23.95
6	HP steam to exhaust fans	16.83	16.82	16.82
7	Stack gas	0	0	0
8	Blowdown	16.83	16.82	16.82
9	HP steam to feed water turbo-pump	16.83	16.82	16.82
10	HP steam to TG1	16.83	16.82	16.82
11	HP steam to TG2	16.83	16.82	16.82
12	HP steam to expansion valve	16.83	16.82	16.82
13	HP steam to mill 2	16.83	16.82	16.82
14	HP steam to barometric condenser turbo-pump	16.83	16.82	16.82

15	HP steam to mill 1	16.83	16.82	16.82
16	LP steam to Process steam header	22.62	16.82	17.04
17	LP steam to Process steam header	26.45	26.43	26.43
18	LP steam to Process steam header	26.54	26.53	26.53
19	LP steam to evaporators	22.91	22.89	22.90
20	LP steam to vent	25.86	25.84	25.84
21	LP to distillery 2	25.86	25.84	25.84
22	LP steam to deaerator	23.97	23.95	23.95
23	LP steam to distillery 2	23.97	23.95	23.95
24	Electricity from TG 1	22.42	39.87	41.00
25	Electricity from TG 2	22.82	43.71	41.00
26	Mech. power from mill 2	26.45	26.53	26.53
27	Mech. power from barom. cond. turbo-pump	22.91	22.89	22.90
28	Mech. power from mill 1	25.86	25.84	25.84
29	Process steam to juice heater	26.39	23.33	23.45
30	Process steam to distillery 1	26.39	23.33	23.45
31	Process steam to evaporators	26.39	23.33	23.45
32	Process steam to evaporators	26.39	23.33	23.45
33	LP steam to vent	25.86	25.84	25.84
34	Electricity to steam boilers	22.61	41.74	41.00
35	Electricity to make-up water pump	22.61	41.74	41.00
36	Vented LP steam	32.12	32.11	32.11
37	Condensate to condensate tank	26.39	23.33	23.45
38	Stillage discharge from distillery 1	26.39	23.33	23.45
39	Desuperheating condensate	26.39	23.33	23.45
40	Condensate to condensate tank	26.39	23.33	23.45
41	Condensate to feed water tank	26.39	23.33	23.45
42	Stillage discharge from distillery 2	25.68	25.67	25.67
43	Make-up water to pump	0	0	0
44	Make-up water to feed water tank	13.44	14.07	14.04
45	Condensate to feed water tank	29.74	26.42	26.55
46	Feed water to deaerator	26.17	23.81	23.90
47	Feed water to feed water turbo-pump	31.99	30.00	30.07
48	LP steam to deaerator	30.89	29.17	29.24
49	LP steam to Process steam header	25.86	25.84	25.84
50	Electricity	22.61	41.74	41.00

Influence of bagasse cost and electricity price. The influence of these two parameters was analyzed varying the bagasse cost between 4 and 10 US\$/t and the electricity price between 35 and 41 US\$/MWh, when using the steam as by-product method. The results are presented in figures 3, 4, 5 and 6.

In figures 3 and 4 it can be seen the direct influence of the bagasse cost on the steam and electricity specific costs. When the equality method is used, an increase of 100% (from 4 to 8 US\$/t) of the bagasse cost results in 40, 40 and 46% of increase of low pressure steam, electricity and high pressure steam costs, respectively. The use of the extraction method yields similar results for low pressure and high pressure steam, but electricity suffers a lower increase and, as expected, the highest specific costs in opposition to the previous case.

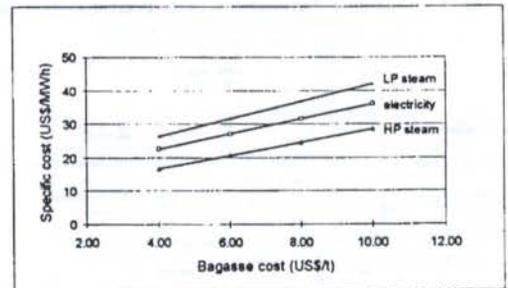


Figure 3 - Specific costs variations (equality method).

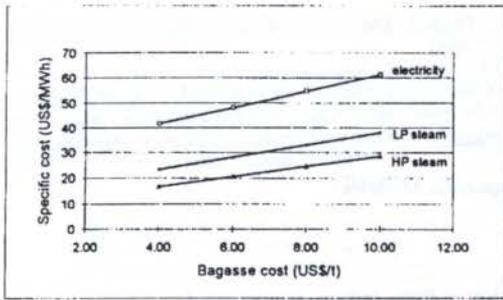


Figure 4 - Specific costs variations (extraction method).

Figures 5 and 6 present the influence of electricity price and bagasse cost on the low pressure and high pressure steam specific costs. As expected, the low pressure steam specific cost decreases between 2.5 and 4%, depending on bagasse cost, with an increase of the electricity price. On the other hand, high pressure steam specific cost is not significantly affected.

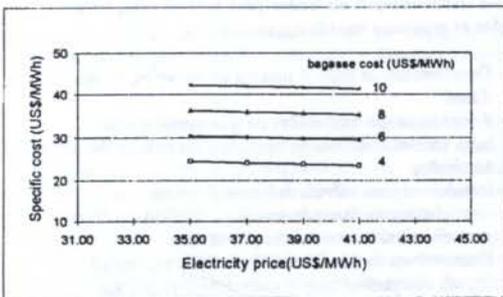


Figure 5 - Low pressure steam specific costs variations (steam as by-product method).

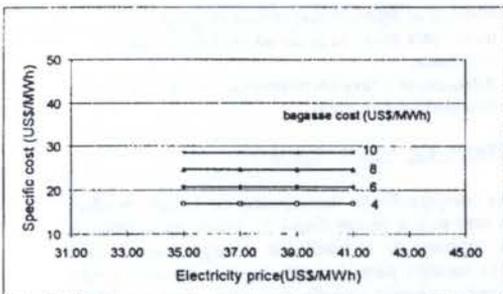


Figure 6 - High pressure steam specific costs variations (steam as by-product method).

CONCLUDING REMARKS

Although the measured data refer to steady state, when consumption of high pressure and low pressure steam is supposed to be the same, flow through the expansion valve was verified. The destroyed exergy in this process is 2100 kW (with an increase of 57% of the steam specific cost; see Table 4, streams 12 and 17), or approximately 60% of the exergy used in a turbo-generator set.

The vented low pressure steam (about 3.4% of the total generated steam) corresponds to an exergy loss (thermo-

physical) of 1186 kW. This loss is much higher than the loss through stack gas. In the analyzed plant the average excess air and average gas temperature were 110% and 190 °C, respectively, so that the physical exergy loss associated to the gas is about 12 kW.

The calculated efficiencies point out the need for upgrading the performance of the plant in order to achieve the goals stated in the cogeneration program of this industrial sector.

To upgrade the efficiencies, traditional measures for the rational use of energy can be adopted as an initial approach. Later, process or equipment modifications can be made, such as elevating the generated steam pressure level, which enables electricity generation in more efficient equipment.

One step further, when bagasse gasification technology is available, is the adoption of combined cycle technology.

From a thermoeconomic standpoint it is interesting to note the differences of the electricity costs resulting of different cost partition methods. From table 4, relative to the base case, one can observe that:

- ✓ The equality method yields a cost about 55% of the buying price of the grid. The use of the extraction method results in an electricity cost 1.8% higher than 41 US\$/MWh.
- ✓ There is a small influence of the cost partition method used for the turbo-generator sets on the high pressure or on the process steam, which have mass-based costs of 5.10 US\$/t and 5.11 US\$/t, respectively.
- ✓ It is also interesting to notice that the feed water specific cost is about 16 times that of the fuel.

REFERENCES

- CESP, *Information booklet of the energetic and sugar and alcohol sectors*. São Paulo, 1994. (indices series, 022), 1994. [in Portuguese]
- Kotas, T.J., *The exergy method of thermal plant analysis* London, Butterworths. 296 p., 1987.
- Program of cogeneration and private electricity production in the sugar and alcohol sector of the State of São Paulo, 1993, São Paulo, Energy Secretariat of the State of São Paulo, 08 p. [in Portuguese]
- Szargut, J. et al., *Exergy analysis of thermal, chemical and metallurgical processes*. New York, Hemisphere. 332 p., 1988.
- Vertiola, S.R. and Oliveira Jr., S., *Energetic and exergetic analysis of the steam cycle of a sugar and alcohol mill*. Proceedings of the 5th Brazilian Thermal Sciences Meeting, São Paulo, Brasil, dec. 7-9, 1994. pp. 93-96, 1994. [in Portuguese]
- Vertiola, S.R. and Oliveira Jr., S., *Exergetic and Thermoeconomic Analysis of a Brazilian medium-sized Sugar and Alcohol Mill*. Proceedings of ECOS '95 - Efficiency, Costs, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems, Istanbul, Turkey, Jul. 11-14, 1995. pp. 231-236, 1995.
- Vertiola, S.R. et al., *Energetic analysis of the steam cycle of a sugar and alcohol mill*. Proceedings of the 5th STAB National Congress, Águas de São Pedro, Brasil, Aug. 22-26, 1993. pp. 199-204, 1993. [in Portuguese]

TRANSFORMAÇÃO DE UM MOTOR DO CICLO DIESEL EM CICLO OTTO PARA UTILIZAÇÃO DE GÁS NATURAL

Alberto Oliveira Fontes Junior, MSc. - Gerência de Oficinas
Petróleo Brasileiro S.A. - PETROBRAS
Francisco de Assis Oliveira Fontes, MSc. - Dep. de Engenharia Mecânica
Universidade Federal do Rio Grande do Norte - Brasil

RESUMO

A grande disponibilidade de gás natural no país, em contraposição à dificuldade no atendimento da demanda de energia elétrica, bem como, a preocupação da redução de consumo de diesel e de preservar o meio ambiente, estimularam a realização deste trabalho. São abordados temas sobre a transformação e comparação de desempenho do motor com a versão diesel. Os resultados obtidos foram satisfatórios e uma análise econômica preliminar mostra que a versão a gás é mais atrativa que a diesel em regimes de cargas superiores a 35% da potência máxima.

INTRODUÇÃO

A crise do petróleo dos anos 70, impuseram a revisão da política energética nacional, tendo como diretrizes fundamentais a substituição do óleo cru importado e a conservação de energia, visando minimizar os impactos dos aumentos do preço do petróleo no mercado internacional sobre a economia brasileira (Oliveira 1994).

Dentre os combustíveis alternativos, chama a atenção a evolução do gás natural no consumo total de fontes primárias de energia no país. Segundo dados preliminares do boletim do balanço energético nacional (BEN) de 1993, este percentual de participação cresceu de 0,3% para 2,4% entre 1973 e 1992, com o aumento médio de consumo de gás da ordem de 16,2% ao ano, superando o do consumo total de energia primária, que foi da ordem de 3,6% ao ano (Oliveira 1994).

As reservas nacionais de gás natural exploráveis provadas saíram de um patamar de 13,4 bilhões de m³, a 30 anos atrás, e chegaram a cerca de 136,7 bilhões de m³ em 1992. Concomitantemente, a produção saltou de 1,5 milhões de m³ por dia para 19,0 milhões de m³ por dia (Oliveira 1994).

Existem programas governamentais que orientam sobre a utilização do gás natural no país, visando contribuir com a melhora das condições ambientais, racionalização do uso de combustíveis tipo carvão vegetal e lenha, redução do diesel na matriz energética nacional e permitindo a diversificação das fontes de suprimento de energia (Pereira 1994).

A grande oferta de gás natural na nossa região, as preocupações da redução do consumo de diesel e de preservar o meio ambiente, vieram a estimular a realização deste trabalho, que se propõe a transformação de um motor diesel para o ciclo otto, utilizando gás natural como combustível, visando contribuir para o desenvolvimento da tecnologia de gás natural em motores de combustão interna, onde os recursos literários são escassos em nosso país.

OBJETIVOS

O presente trabalho tem por objetivo efetuar a transformação de um motor diesel para o ciclo otto, utilizando gás natural como combustível, comparar o seu desempenho com a versão original diesel e estabelecer uma análise econômica preliminar.

TRANSFORMAÇÃO DO MOTOR

Na transformação do motor para o ciclo otto, foram introduzidas as seguintes modificações:

- Desconectou-se todo o sistema de alimentação de diesel;
- Adaptou-se um misturador de gás composto de tubo venturi e válvula de borboleta no coletor de admissão;
- Instalou-se uma válvula redutora de pressão e controladora de fluxo de gás "KIT RODAGÁS" para alimentar o motor com gás natural;
- Desenvolveu-se um sistema de ignição eletrônica digital, compatível com o sincronismo requerido pelo motor;
- Instalou-se velas de ignição nos locais dos bicos injetores, mediante abertura de rosca nos cabeçotes;
- Instalou-se sensores magnéticos no volante do motor para envio de sinais ao módulo de ignição eletrônica;
- Adequou-se a taxa de compressão do motor, reduzindo-a para 10:1.

PARÂMETROS DE COMPARAÇÃO

Na comparação do desempenho do motor transformado para otto com a versão diesel, tomou-se como base os ensaios de consumo de combustíveis à cargas parciais, seguindo-se os mesmos pares (rotação-torque) em cada ponto do correspondente ensaio com diesel puro, e os principais parâmetros utilizados foram o rendimento global e o consumo específico. O primeiro por envolver o consumo energético de combustível relacionado com o próprio desempenho e o segundo por expressar a capacidade do motor em converter massa de combustível em energia mecânica, o que permite uma avaliação econômica da utilização do mesmo (Fontes Jr. 1994).

Para se comparar a viabilidade econômica da utilização do motor transformado, foi realizada uma análise econômica preliminar onde várias simplificações foram impostas, pela falta de dados suficientes ao aprofundamento da matéria, e foram estabelecidos fluxos de caixa para as duas versões, considerando-se o tempo de uso e o regime de trabalho, calculando-se então as diferenças dos valores presentes líquidos (Fontes Jr. 1994).

ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

A figura 01 mostra que, para uma rotação de 2200 rpm, a eficiência volumétrica da versão otto é bastante inferior a da versão diesel para todas as cargas, sendo mais crítico para as cargas de trabalho menores. Para as demais rotações, o comportamento é similar (Fontes Jr. 1994).

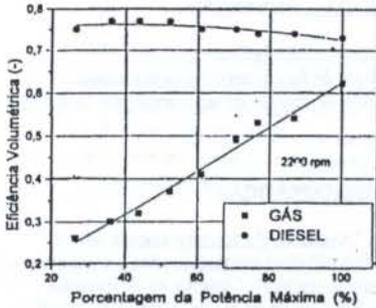


Figura 01: Eficiência volumétrica versus percentagem da potência máxima para as versões gás (otto) e diesel na rotação de 2200 rpm.

O comportamento das eficiências volumétricas das duas versões é esperado, já que o motor diesel trabalha apenas com a restrição do filtro de ar, enquanto o motor otto trabalha também com o estrangulamento da borboleta do misturador, que é cada vez maior a medida em que se reduz a carga de trabalho do motor, pois para se reduzir a potência, necessita-se fechar a borboleta para restringir o fluxo de mistura para o motor, provocando desta forma aumento de perda de carga com conseqüente redução da eficiência volumétrica.

A figura 02 mostra que, para a rotação de 2200 rpm, o rendimento global da versão diesel é maior que o da versão otto para todas as cargas de trabalho. Para as demais rotações, o comportamento é similar (Fontes Jr. 1994).

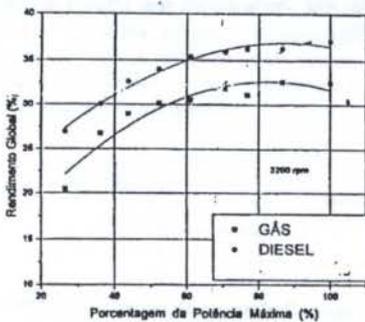


Figura 02: Rendimento global versus percentagem da potência máxima para as versões gás (otto) e diesel na rotação de 2200 rpm.

O rendimento global η_0 de um motor é produto fundamentalmente da eficiência volumétrica, do rendimento térmico e do rendimento mecânico (Fontes Jr. 1994), desta forma:

$$\eta_0 \equiv \epsilon_v \cdot \eta_t \cdot \eta_m \quad (01)$$

A partir da expressão (01) pode-se comparar as tendências dos comportamentos dos rendimentos globais dos motores diesel e otto.

Para o caso em estudo, os rendimentos mecânicos η_m são aproximadamente iguais para as duas versões, já que estas foram ensaiadas sob as mesmas condições de torque e de potência.

Com relação ao rendimento térmico η_t , pode-se mostrar que o motor otto operando com taxa de compressão de 10:1 leva ligeira vantagem em relação ao motor diesel operando com taxa de 18:1 e também pelo fato do gás não possuir calor latente de vaporização favorecendo o aumento da temperatura dos gases de combustão e conseqüentemente aumento do rendimento térmico. Por outro lado, o motor otto leva desvantagem em relação ao diesel pelo fato do diesel possuir maior temperatura adiabática de chama e um maior fator de expansão molecular, que leva a uma pressão média indicada mais elevada favorecendo o rendimento térmico do motor. Diante de tais considerações, é de se esperar que os comportamentos dos rendimentos térmicos das duas versões, nas condições dos ensaios em estudo, sejam bastante aproximadas (Fontes Jr. 1994).

Pelo exposto e com base na expressão (01), o comportamento das eficiências volumétricas ϵ_v , das duas versões explicam o comportamento dos rendimentos globais, que se aproximam a medida que a carga e/ou rotação aumentam.

A figura 03 mostra que, para a rotação de 2200 rpm, o consumo específico da versão otto é menor que o da versão diesel para cargas a partir de 30% da potência máxima. Para as demais rotações, o comportamento é similar, variando apenas o percentual da potência máxima, a partir do qual o consumo específico da versão otto é menor que o da versão diesel (Fontes Jr. 1994).

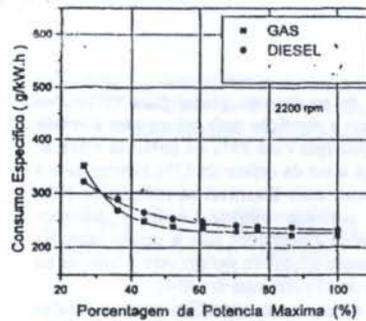


Figura 03: Consumo específico versus percentagem da potência máxima para as versões gás (otto) e diesel na rotação de 2200 rpm.

O comportamento dos consumos específicos das duas versões pode ser entendido pela expressão (02) abaixo (Fontes Jr. 1994):

$$q_{gás} = 0,853 \cdot q_{diesel} \cdot (\eta_{Gdiesel} / \eta_{Ggás}) \quad (02)$$

onde:

- $q_{gás}$ = consumo específico do motor a gás;
- q_{diesel} = consumo específico do motor a diesel;
- $\eta_{Ggás}$ = rendimento global do motor a gás;
- $\eta_{Gdiesel}$ = rendimento global do motor a diesel.

A expressão (02) mostra que o consumo específico de gás se equivale ao de diesel nos pontos em que o rendimento global do motor diesel for maior que o do motor gás em aproximadamente 17,23%. Quando a diferença de rendimentos for menor que este percentual, observa-se um consumo específico de gás menor que o de diesel e quando a diferença for maior, observa-se um consumo específico de gás maior.

A figura 04 mostra o comportamento das diferenças financeiras da utilização do motor nas versões diesel e otto, aplicação estacionária. Esta figura relaciona o tempo de utilização do motor com a porcentagem da potência máxima na rotação de 2200 rpm e mostra que é vantajosa economicamente a utilização da versão otto para regime de carga superior a 35% da potência máxima. Para as demais rotações, o comportamento é similar, variando apenas o percentual da potência máxima, a partir do qual é vantajosa economicamente a utilização da versão otto (Fontes Jr. 1994).

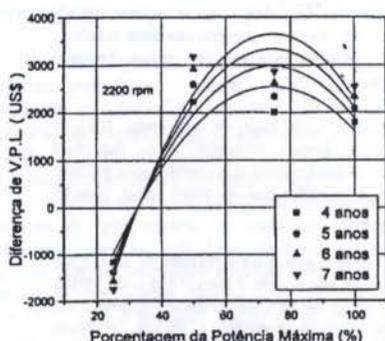


Figura 04: Diferença de valor presente líquido - VPL, entre as versões gás e diesel, versus porcentagem da potência máxima para 4, 5, 6 e 7 anos de utilização, na rotação de 2200 rpm

CONCLUSÕES

As diferenças de rendimento global para as versões diesel e otto apresentam a condição mais crítica para a versão otto na rotação de 1500 rpm com 25% da potência máxima, onde a diferença chega a ser da ordem de 27% inferior para a versão otto e a condição mais favorável na rotação de 3000 rpm com 75% da potência máxima, onde a diferença apresenta-se da ordem de 7% inferior para a versão otto. Na média geral, o rendimento global da versão otto é inferior ao da versão diesel cerca de 11% (Fontes Jr 1994).

As diferenças de consumo específico para as versões otto e diesel apresentam a condição mais crítica para a versão otto na rotação de 1500 rpm com carga de 25% da potência máxima, onde a diferença de consumo chega a ser da ordem de 18% superior para a versão otto e a condição mais favorável na rotação de 3000 rpm com 75% da potência máxima, onde a diferença de consumo apresenta-se da ordem de 9,7% inferior para a versão otto. Na média geral, o consumo específico de combustível da versão otto é inferior ao da versão diesel cerca de 3,8% (Fontes Jr 1994).

No geral, verifica-se que a versão otto é mais atrativa economicamente que a versão diesel nos seguintes regimes: Carga superior a 45% da potência máxima com rotação de 1500 rpm, carga superior a 35% da potência máxima com rotação de 2200 rpm e para todas as cargas com rotação de 2700 rpm.

VANTAGENS DA CONVERSÃO

- Redução dos níveis de poluição;
- Redução do custo na aquisição do motor novo;
- Simplicidade de manutenção;
- Redução de custo operacional;
- Redução dos níveis de ruído do motor.

DESvantagens DA CONVERSÃO

- Maior consumo de lubrificante;
- Temperatura de funcionamento mais elevada;
- Necessidade de aparato de segurança para bloqueio de gás.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Fontes Jr., A.O., "Avaliação do comportamento de um motor diesel de dois cilindros convertido para o ciclo otto, utilizando gás natural veicular", Dissertação de mestrado, Univ. Federal do Rio Grande do Norte, Natal, RN, Brasil, 1994.
- Oliveira, J.B., "O gás natural no Brasil", Curso sobre gás natural. Instituto Brasileiro de Petróleo - IBP. 1994.
- Pereira, F.V., "Comercialização de gás e aspectos institucionais", Curso sobre gás natural. Instituto Brasileiro de Petróleo - IBP. 1994.

ABSTRACT

The great availability of natural gas in the country, conversely to the difficulty in supplying the electrical energy demanded, as well as, the concern in reducing the diesel consumption and the environment preservation, urged this work making. Themes about the transformation and comparison of the engine efficiency with a diesel version are discussed. The obtained results were satisfactory and a previous economical analysis shows that the gas version is more attractive than the diesel version when running with loads higher the 35% of the maximum output power.

UM MÉTODO PARA SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE MOTORES ALTERNATIVOS

Marcley Lazarini Pereira, Eduardo Bauzer Medeiros, Horácio Valadares Duarte
 Dept. Engenharia Mecânica da UFMG
 Av. Antônio Carlos 6627, 31270-901, Belo Horizonte, Brasil
 email: FLUGZBAU@ORACULO.LCC.UFMG.BR

RESUMO

Uma simulação computacional para motores de combustão interna alternativos é considerada. As equações de energia, continuidade e estado são estabelecidas considerando-se as características térmicas e de escoamento de um motor monocilíndrico, juntamente com a posição angular da árvore de manivelas. Saídas típicas incluem curvas de potência, torque e eficiência e consumo de combustível, em função da rotação do motor. Um exemplo prático é apresentado para um motor típico de 1000 cm³.

INTRODUÇÃO

Em anos recentes, a determinação mais exata de parâmetros para o desenvolvimento, projeto e instalação de motores de combustão interna tem se tornado uma exigência ditada pelas condições ecológicas e econômicas do mundo atual (Westbrook 1992). A concorrência comercial intensa tem enfatizado ainda mais estas características, em particular na indústria automobilística.

A adequação dos diversos parâmetros de um motor para se atingir uma determinada finalidade com exatidão é uma tarefa não trivial, por envolver um grande número de variáveis e condições de contorno. Técnicas computacionais se apresentam como a solução ideal.

Descrição do Problema

A modelagem de um motor de combustão interna pode ser estabelecida de acordo com diferentes pontos de vista, dependendo dos aspectos que devam ser considerados. Nesta etapa do trabalho estabeleceu-se um modelo que considera aspectos fluidodinâmicos em um modelo unidimensional, tomando como volume de controle o interior de um cilindro, entre o cabeçote e o êmbolo, na forma esquematizada na Figura 1.



Figura 1: Volume de Controle Considerado

A partir desta análise torna-se possível se fazer uma estimativa das curvas de torque, potência, e pressão média indicada, em função da rotação, características fundamentais na análise paramétrica de motores alternativos. Este procedimento é considerado a seguir.

DESCRIÇÃO DO MODELO

Considere-se inicialmente o volume de controle da Figura 1. As equações (1) e (2) descrevem de forma conveniente o comportamento de um motor alternativo, onde se considera o torque T e a variação da posição da angular árvore de manivelas (θ) do volume de controle (V), variando com o tempo (χ é uma constante) (Horlock et al 1986)

$$\frac{\partial W}{\partial \theta} \frac{d\theta}{dt} = p(\theta) \frac{\partial V}{\partial \theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (1)$$

$$T = \frac{\partial W}{\partial \theta} \cdot \chi \quad (2)$$

A partir do comprimento da biela (L), do diâmetro do cilindro (B), do braço da árvore de manivelas (a) e da razão $R = L/a$, obtém-se ainda a equação (3):

$$\frac{\partial}{\partial \theta}(V) = \frac{\pi B^2}{4} \left(\frac{L \sin(\theta) \cos(\theta)}{R^2 \sqrt{1 - \frac{\sin^2(\theta)}{R^2}}} + a \sin(\theta) \right) \quad (3)$$

Lembrando ainda que $\frac{\partial \theta}{\partial t} = \omega$ representa a frequência angular.

Este é um problema de valor inicial aqui resolvido pelo método Runge Kutta para a solução do sistema de equações diferenciais, de energia (4), continuidade (5) e estado (6).

$$\frac{\partial}{\partial \theta}(T_s) = \frac{\dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \Psi - \Omega - \Lambda - \Gamma}{m_s C_v} \quad (4)$$

Onde:

$$\Psi = \frac{\sum \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{V_{in}^2}{2} \right)}{\omega}$$

$$\Omega = \frac{\sum \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{V_{out}^2}{2} \right)}{\omega}$$

$$\Lambda = \frac{\partial}{\partial \theta} (m_e) \cdot c_e \cdot T_e$$

$$\Gamma = \frac{\partial}{\partial \theta} (c_e) \cdot m_e \cdot T_e$$

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (m_e) = \frac{m_{in} - m_{out}}{\omega} \quad (5)$$

$$\frac{\partial P_e}{\partial \theta} = \left[\frac{1}{m_e} \cdot \frac{\partial m_e}{\partial \theta} + \frac{1}{T_e} \cdot \frac{\partial T_e}{\partial \theta} - \frac{1}{V_e} \cdot \frac{\partial V_e}{\partial \theta} \right] P_e \quad (6)$$

O subscripto (in) refere-se à entrada, o subscripto (out) à saída, h é a entalpia do gás, V a velocidade, T_e a temperatura no interior do cilindro, C_e o calor específico a volume constante do gás, Q o calor, W o trabalho, e V_e o volume instantâneo do volume de controle.

Consideram-se os quatro casos distintos da operação do motor: admissão da carga, compressão, expansão e descarga dos gases, e durante o ciclo, para efeito de simplificação será adotado um calor específico médio constante (Arcoumanis et al. 1985) ou seja:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (c_e) = 0 \quad (7)$$

O processo inicial representa a admissão no cilindro. Durante este período o gás se expande do coletor de admissão à saída da válvula no interior do cilindro onde considera-se a não regeneração da pressão, ou seja, a pressão interna no cilindro é a mesma na região de descarga da válvula de admissão.

O escoamento na região da válvula é considerado isoentrópico e corrigido por intermédio de coeficiente de descarga. A seguinte expressão (8) é representativa do processo:

$$m_{in} = \frac{\alpha \cdot \beta}{\sqrt{R_e \cdot T_{ad}}} \quad (8)$$

onde

$$\alpha = \sqrt{\frac{2K}{K-1}} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_e}{P_{ad}} \right)^{\frac{K-1}{K}}}$$

$$\beta = A_v \cdot P_{ad} \cdot \left(\frac{P_e}{P_{ad}} \right)^{\frac{1}{K}} \cdot C_d$$

sendo:

$K = C_p/C_v$ do gás

A_v a área líquida de escoamento nas válvulas

P_{ad} a pressão de admissão

C_d o coeficiente de descarga da válvula

R a constante do gás

T_{ad} a temperatura de admissão

A dinâmica da válvula, bem como suas dimensões e coeficientes de escoamento são fatores relevantes neste processo de indução. Estas condições foram levadas em conta a partir de valores experimentais disponíveis na literatura.

Após o fechamento da válvula de admissão inicia-se um processo de compressão onde pressão e temperatura variam segundo a dinâmica do sistema biela-manivelas e trocas de calor. Neste período não há perda de massa no sistema, e portanto:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} (m_e) = 0 \quad (9)$$

Próximo ao ponto morto superior inicia-se um processo de introdução de energia aleatório, correspondendo a condições reais do processo de combustão, onde parte da massa de mistura admitida é composta por combustível em proporção constante.

A massa de combustível* a ser queimada é determinada na forma da equação (10), onde F representa a razão entre a massa de combustível e a massa de ar utilizada.

$$m_{comb} = m_e \cdot \left(\frac{F}{1+F} \right) \quad (10)$$

Considera-se que energia é introduzida sob forma de calor utilizando-se uma função representativa da fração queimada x_q na forma da equação (11), aproximando-se de um processo ideal quando da propagação de uma frente de chama com velocidade finita.

$$x_q = 1 - \exp \left(-a \cdot \left(\frac{\theta - \theta_0}{\Delta \theta} \right)^{m+1} \right) \quad (11)$$

onde:

a e m são constantes empíricas

θ é o ângulo instantâneo da árvore de manivelas

θ_0 é o ângulo inicial de ignição

$\Delta \theta$ é o período de duração da combustão

Representando-se PCI como a energia por quilo de combustível, o calor liberado pode ser determinado como:

$$\frac{\partial}{\partial \theta}(Q) = m_{\text{comb}} \cdot \frac{\partial}{\partial \theta}(x_q) \cdot \text{PCI} \quad (12)$$

No movimento de descida do êmbolo têm-se o trabalho útil desenvolvido já que neste período a expansão do gás queimado exerce força sobre o êmbolo.

Próximo ao fim do curso de expansão a válvula de descarga será aberta com dinâmica conhecida, os gases serão expulsos à atmosfera em virtude da alta pressão interna do sistema e do próprio movimento do êmbolo.

A expansão do fluido na válvula será também considerada isoentrópica de forma semelhante ao processo de admissão. Os fatores que mais influenciam o fluxo são o coeficiente de descarga, sua dinâmica e as diferenças de pressões existentes.

Observa-se, para o início do próximo ciclo a presença de gases residuais no interior da câmara de combustão de forma que os valores de pressão e temperatura interna do motor serão diferentes. Este resíduo será proporcional à taxa de compressão portanto também proporcional ao volume total da câmara de combustão.

O sistema será de solução iterativa, considerando os novos valores iniciais de pressão e temperatura internas iguais à do fim do curso de descarga. A convergência existirá quando as diferenças entre as pressões e temperaturas dos ciclos processados estiverem dentro de limites estabelecidos.

A sequência de execução de simulação é portanto:

- 01) Introdução de dados preliminares de entrada do motor
- 02) A partir de P e T do coletor de admissão estabelecer condição inicial do cilindro.
- 03) Solução das Equações do Modelo
- 04) Fazer Teste de Convergência
- 05) Se não convergiu introduzir novos valores iniciais
- 06) Convergiu ⇒ Gerar Curvas de Saída.

RESULTADOS OBTIDOS

A partir do procedimento apresentado anteriormente possível se obter as características básicas do motor, apresentadas nas Figuras 2,3,4,5, e 6, onde o eixo horizontal indica a rotação do motor, em RPM. Na ordenada os itens explicitados e foram obtidos para um motor típico de 1000 cm³, com fechamento de válvula de admissão em 210 graus, avanço de ignição de 18 graus fixos e período de combustão de 30 graus.

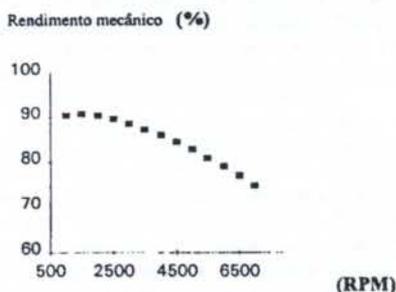


Figura 2: Rendimento Mecânico em função da Rotação

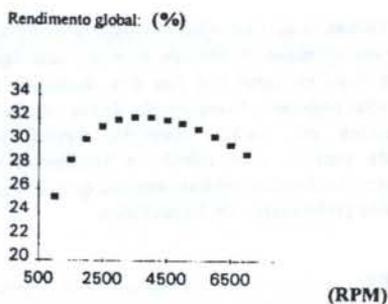


Figura 3: Rendimento Global em função da Rotação

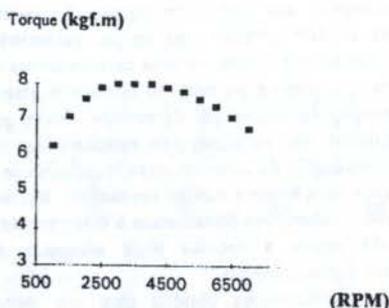


Figura 4: Torque em função da Rotação

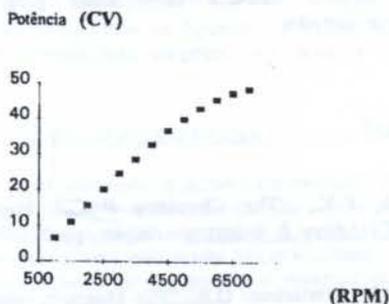


Figura 5: Potência em função da Rotação

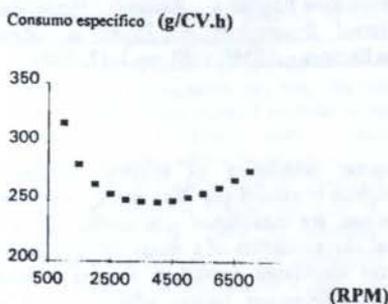


Figura 6: Consumo Específico em função da Rotação

Os resultados apresentados nas figuras de 02 a 06 representam uma extensão do método para um caso típico de um motor real, existente em um dos chamados (no Brasil) de "carro popular". Comparação destes resultados com os valores em escala completa, revela uma compatibilidade perfeita com relação a tendências das curvas e valores com desvios médios menores que 15% com relação a ensaios preliminares em laboratórios.

CONCLUSÕES

Utilizou-se um método baseado em um motor monocilíndrico com descrição unidirecional, para se modelar termicamente um motor de combustão interna alternativo. Este modelo permite uma análise paramétrica do motor que permite um estudo de suas características de torque, potência, consumo e rendimento térmico e global. Algumas considerações adicionais devem ser feitas por ocasião da simulação. Por exemplo, pela escolha adequada do instante de introdução de calor no ciclo, determina-se o instante correto da ignição para melhor rendimento térmico do ciclo. Outras considerações semelhantes a este permitem ao projetista do motor a escolha mais adequada de configuração para funcionamento.

Resultados preliminares obtidos para um motor típico de 1000 cm³, onde as considerações de motor monocilíndrico foram estendidas para um motor de quatro cilindros encontrado nos chamados "carros populares", indicaram condições bastante interessantes para a aplicabilidade do método.

REFERÊNCIAS

- Westbrook, C.K., "The Chemistry Behind Engine Knock", Chemistry & Industry, August, pp.562-566, 1992.
- Horlock, J.H., Winterbone D.E., "The Thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines", vol II, Clarendon Press, 1986.
- Arcoumanis, C., Whitelaw, J.H., "Fluid Mechanics of Internal Combustion Engine: a Review", Proceedings of the Internal Symposium on Flows in Internal Combustion Engines - ASME, vol. III, pp.1-17, 1985

ABSTRACT

A computer simulation of internal combustion reciprocating engines is carried out. The energy, continuity and state equations are established considering the fluid flow and thermal characteristics of a single cylinder engine, together with the associated crankshaft angular position. Typical outputs include power, torque, efficiency, and fuel consumption curves as a function of engine RPM. A practical example is given for a typical 1000cc gasoline engine.

UM MODELO ANALÍTICO PARA O CICLO DO MOTOR STIRLING

Lutero Carmo de Lima - Departamento de Engenharia Mecânica
Rui Pitanga M. da Silva - Departamento de Engenharia Química
Universidade Federal de Uberlândia

RESUMO

Neste trabalho é apresentada a dedução matemática da pressão instantânea no ciclo do motor Stirling. A seguir são deduzidas também as equações para o trabalho líquido e o rendimento térmico. Ambos são apresentados em função dos diversos parâmetros de projeto e por consequência expressam valores menores do que aqueles calculados por Schmidt que considerava o ciclo como sendo constituído de processos ideais.

INTRODUÇÃO

Apesar de ter sido patenteado em 1816 e de nunca ter sido um sucesso comercial, o motor Stirling (Urieli e Berchowitz, 1984) continua a despertar grande interesse na comunidade científica haja visto o número de artigos, congressos e livros a ele consagrados. Curiosamente, três dentre as suas diversas vantagens (a saber, poluição ambiental mínima, operação silenciosa e baixo consumo de combustível) sobre os motores de combustão interna tiveram que esperar mais de um século para que fossem reconhecidas e para que o potencial deste motor fosse devidamente explorado. Lamentavelmente, sua aplicação prática em larga escala foi sempre restringida ou mesmo totalmente descartada em função de limitações tecnológicas. Isso sem falar nas dificuldades de modelagem matemática quando comparadas às da do motor de Otto e Diesel. Dificuldades essas relacionadas ao fato do fluido de trabalho (normalmente um gás), a qualquer instante, sofrer uma variação contínua de estado (variação em suas coordenadas termodinâmicas) de uma região para outra do motor. Além disso, como a eficiência (do motor) é função do comportamento não ideal do fluido de trabalho, uma análise precisa teria que necessariamente levar em consideração as irreversibilidades que ocorrem durante o ciclo.

Na figura 1 apresentamos esquematicamente a seção deslocadora (expansão) e a seção de potência (compressão) que formam a unidade básica do motor Stirling. A figura 1a mostra o gás resfriado sendo comprimido pelo pistão de potência. A figura 1b, o gás comprimido está sendo aquecido e sua pressão aumenta pelo fato de o pistão expensor movimentar uma porção de gás para a parte superior ou parte quente da seção deslocadora. A pressão aumenta no pistão de potência. Na figura 1c, o gás quente a alta pressão completa seu ciclo de aquecimento. A figura 1d, mostra o pistão deslocador movendo para cima forçando o fluido de trabalho dentro da parte fria da câmara, daí diminuindo a pressão. O pistão de potência está novamente pronto para repetir a etapa de compressão e o ciclo torna-se completo.

O motor Stirling permanece assim objeto de estudos analíticos na forma de modelos de simulação (Schmidt, 1871 e Urieli, 1980) que muito corroboram para o seu projeto e desenvolvimento prático. No entanto, a análise deste estudo é calcada, essencialmente, no modelo de Schmidt cuja importância foi, particularmente, evidenciada por Beans (1981) e se contenta a estabelecer limites e faixas operacionais teóricas do motor. Limitaremos aqui a

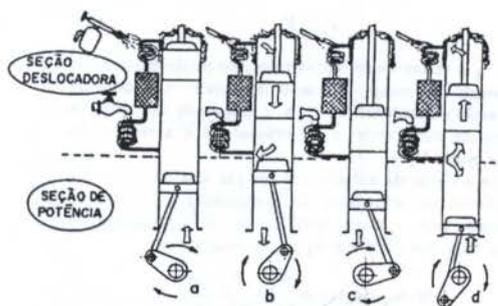


Figura 1. Modelo Esquemático do Motor Stirling.

desenvolver as idéias de Schmidt (1871) baseadas numa análise termomecânica um pouco mais elaborada do ciclo de Stirling.

FORMULAÇÃO DO MODELO

Tradicionalmente os modelos matemáticos para o ciclo do motor Stirling levantados por diversos autores utilizam as hipóteses primeiramente proposta por Schmidt (1871). Desta forma, as hipóteses mais usadas são as seguintes:

1. Os volumes de compressão e expansão no modelo variam de forma senoidal;
2. A pressão instantânea no interior dos volumes de compressão e de expansão e do espaço morto se mantem constante;
3. O fluido de trabalho se comporta como um gás ideal;
4. A massa total do fluido de trabalho, na formulação do modelo, se mantem constante;
5. As temperaturas do fluido de trabalho nos volumes de compressão e de expansão são mantidas constantes;
6. O volume no espaço morto é mantido constante;
7. A temperatura no espaço morto é considerada a temperatura média efetiva logarítmica;
8. A velocidade do ciclo se mantem constante;
9. A energia cinética e energia potencial do fluido de trabalho são desconsideradas na formulação do modelo.

O volume varrido pelo pistão deslocador, na parte "quente" do motor, será chamado de volume de expansão. Inicialmente, para efeito de simplificação matemática, conforme hipótese 5, o volume de expansão V_e permanece à temperatura T_e . O volume de compressão V_c é o volume

acima do pistão de força, logo abaixo da parte fria do pistão deslocador e todo o fluido neste volume também permanece à temperatura T_c . O volume morto V_d é entendido como todo volume dentro do motor não varrido pelos pistões deslocador e de força. Isto inclui, por exemplo, o volume em torno do pistão deslocador e o volume da passagem que conecta entre os dois pistões. O volume morto também será designado como volume regenerador, salvo contrário. Também por simplificação matemática a temperatura T_d do volume morto permanece constante e normalmente é considerada como a média aritmética entre T_e e T_c .

De maneira análoga às modelagens desenvolvidas por Schmidt (1871) e Beans (1981) as expressões adotadas aqui para os volumes são:

$$V_e = \frac{V_g}{2}(1 + \cos\phi) \quad (1)$$

$$V_c = K \frac{V_g}{2}[1 + \cos(\phi - \alpha)] \quad (2)$$

$$V_d = \lambda V_g \quad (3)$$

sendo V_g o volume máximo varrido pelo pistão deslocador, ϕ o ângulo de rotação do eixo do motor, K a taxa de compressão volumétrica V_c/V_e , α o ângulo de fase entre os volumes de compressão e de expansão e λ a relação do volume morto V_d/V_e .

Se o fluido de trabalho for um gás ideal (hipótese 3), os volumes de expansão, de compressão e morto, se relacionam com a massa total do fluido de trabalho no interior do motor (hipótese 4) da seguinte forma:

$$M = M_e + M_c + M_d = \frac{pV_e}{RT_e} + \frac{pV_c}{RT_c} + \frac{pV_d}{RT_d} \quad (4)$$

Aplicando as expressões (1), (2) e (3) na equação (4) obtém-se a pressão instantânea no interior do motor na forma:

$$p = \frac{MRT_e}{\frac{V_g}{2}(1 + \cos\phi + \frac{K}{\theta} + \frac{K}{\theta}\cos(\phi - \alpha) + \frac{2\lambda}{\gamma})} \quad (5)$$

onde $\theta = T_c / T_e$ e $\gamma = T_d / T_e$.

O uso de relações trigonométricas na equação (5) nos leva a reescrever a pressão instantânea na forma

$$p = \frac{MRT_e}{\frac{V_g}{2}(1 + \frac{K}{\theta} + 2\lambda\gamma[1 + \frac{\sqrt{1 + \frac{k^2}{\theta^2} + 2\frac{K}{\theta}\cos\alpha}}{1 + \frac{k}{\theta} + 2\frac{\lambda}{\gamma}} \cdot \cos(\phi - \arctan^{-1}(\frac{\text{sen}\alpha}{\frac{k}{\theta} + \cos\alpha}))])}$$

A expressão (6), deduzida a partir das hipóteses formuladas inicialmente, representa basicamente a pressão instantânea no interior do motor em função do ângulo de rotação do eixo ϕ e dos parâmetros representativos de projeto de um motor Stirling.

Com a finalidade de expressar a pressão instantânea no interior do motor na forma adimensional, determina-se a pressão média P_m pela integração da equação (6) em todo o ciclo. Consequentemente a forma adimensional para a pressão se torna

$$\frac{P}{P_m} = \frac{\sqrt{1 - \delta^2}}{1 + \delta \cos(\phi - \beta)} \quad (7)$$

onde

$$\delta = \frac{\sqrt{1 + (\frac{k}{\theta})^2 + 2(\frac{k}{\theta})\cos\alpha}}{1 + \frac{k}{\theta} + \frac{2\lambda}{\gamma}}$$

$$\beta = \arctan^{-1}\left(\frac{\text{sen}\alpha}{\frac{k}{\theta} + \cos\alpha}\right)$$

O trabalho líquido W realizado em um ciclo do motor Stirling é a soma do trabalho realizado pelo pistão deslocador no volume de expansão W_e com o trabalho realizado pelo pistão de força no volume de compressão W_c .

O trabalho realizado no volume de expansão é a integral

$$W_e = \int_0^{2\pi} p dV_e = -P_m \sqrt{1 - \delta^2} \frac{V_g}{2} \int_0^{2\pi} \frac{\text{sen}\phi d\phi}{1 + \delta \cos(\phi - \beta)} \quad (8)$$

ou

$$W_e = \frac{P_m V_g \int_0^{2\pi} \delta \text{sen}\beta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} \quad (8)$$

De forma análoga ao trabalho no volume de expansão do motor Stirling o trabalho no volume de compressão será

$$W_c = -\frac{P_m V_g \int_0^{2\pi} \delta K \text{sen}(\beta - \alpha)}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} \quad (9)$$

Finalmente, o trabalho líquido W para o ciclo do motor Stirling será dado por

$$W = W_e + W_c = \frac{P_m V_g \int_0^{2\pi} [\delta \text{sen}\beta + K \text{sen}(\beta - \alpha)]}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} \quad (10)$$

O rendimento térmico do ciclo é determinado pela razão entre o trabalho líquido realizado pelo motor e a quantidade de calor fornecida ao volume de expansão durante o ciclo, ou seja:

$$\eta_L = \frac{W}{Q_e} \quad (11)$$

Para o caso particular em que Q_e é transformado em trabalho de expansão W_e , o processo regenerativo é suposto perfeito na condição em que $T_e = T_d$ resultando na eficiência térmica do ciclo de Carnot. Entretanto sabe-se que a quantidade Q_e é constituída de W_e e do acréscimo de energia interna na massa do fluido no interior do volume de expansão, ou seja,

$$Q_e = W_e + m_e C_p (T_e - T_d) \quad (12)$$

E, usando as equações (1) e (7), a massa de fluido no interior do volume de expansão será dada por:

$$m_e = \frac{pV_e}{RT_e} = \frac{P_m V_g \sqrt{1 - \delta^2} (1 + \cos\phi)}{2RT_e [1 + \delta \cos(\phi - \beta)]} \quad (13)$$

A substituição de (8) e (13) em (12), nos possibilitará determinar o rendimento térmico.

$$\eta_L = \frac{\frac{P_m V_e \Gamma \delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} [\text{sen} \beta + K \text{sen}(\beta - \alpha)]}{\frac{P_m V_e \Gamma \delta}{1 + \sqrt{1 - \delta^2}} [\text{sen} \beta + \frac{(1 + \sqrt{1 - \delta^2}) C_p}{2 \Gamma \delta} \frac{(1 + \cos \phi_e)}{R (1 + \delta \cos(\phi_e - \beta))} (1 - \gamma)]} \quad (14)$$

A quantidade mássica de fluido de trabalho no interior do volume de expansão atinge um máximo quando ϕ_e satisfaz a expressão $(\delta \cos \beta - 1) \text{sen} \phi_e = \delta \text{sen} \beta (1 + \cos \phi_e)$ (Beans, 1981).

Uma temperatura média logarítmica efetiva pode ser definida também para o regenerador em função das temperaturas T_e e T_c na forma

$$T_d = \frac{(T_e - T_c)}{l_A \left(\frac{T_e}{T_c} \right)} \quad (15)$$

Assim, a equação do rendimento térmico do ciclo do motor Stirling poderá ser reescrita da seguinte maneira:

$$\eta_L = \frac{\text{sen} \beta + K \text{sen}(\beta - \alpha)}{\text{sen} \beta + \frac{K}{K-1} \frac{(1 + \sqrt{1 - \delta^2}) \sqrt{1 - \delta^2}}{2 \Gamma \delta} \frac{(1 + \cos \phi_e)}{[1 + \delta \cos(\phi_e - \beta)]} \left[1 - \frac{1 - \theta}{l_A \left(\frac{1}{\theta} \right)} \right]}$$

onde $K_0 = C_p/C_v$.

Para um processo regenerativo perfeito $T_d = T_c$, o rendimento térmico se reduz ao de Carnot

$$\eta = \frac{\text{sen} \beta + K \text{sen}(\beta - \alpha)}{\text{sen} \beta} = 1 - \frac{T_c}{T_e} \quad (17)$$

RESULTADOS

Com o objetivo de verificar a variação da taxa de trabalho líquido e o rendimento do ciclo do motor Stirling foram estudadas as 4 variáveis independentes (α , K , λ e θ). Posteriormente uma nova variável independente γ foi introduzida no modelo. E por quê? Modelos clássicos sempre negligenciaram o papel exercido pela temperatura do regenerador T_d no desempenho do motor (e consequentemente no seu rendimento). Seria sua influência desprezível? Em que medida ela influenciaria o rendimento do ciclo? Respostas a estas perguntas poderia nos levar a um melhor entendimento do ciclo.

A figura 2 apresenta a taxa de trabalho líquido com α , λ e K fixos variando-se a taxa de temperatura θ . Observa-se que o trabalho líquido decresce proporcionalmente com a relação de temperatura T_e/T_c e também decresce proporcionalmente com a taxa de compressão K .

Na mesma figura é mostrada a situação para a qual a taxa de temperatura $\theta = 0.3$ (que é a mais usual na prática). Observa-se que o trabalho líquido cresce com γ e com a taxa de compressão. Esta situação inédita parece nunca ter sido abordada na literatura.

A figura 3 apresenta a taxa de trabalho líquido com θ , K e λ fixos e variando o ângulo de fase α . Em cada situação onde λ é constante observa-se que a taxa de trabalho líquido apresenta um ponto de máximo em torno do ângulo de fase $\alpha = 90^\circ$. A situação que apresenta a maior discrepância é aquela em que a taxa de volume morto λ é nula, onde a taxa de trabalho líquido cai dramaticamente a partir do ângulo de

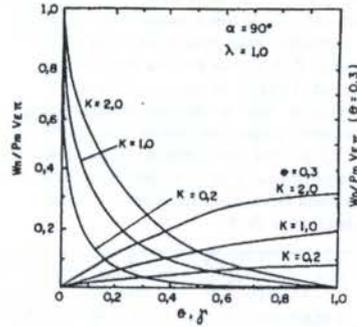


Figura 2. Taxa de Trabalho Líquido versus Taxa de Temperatura e Taxa de Temperatura do Regenerador.

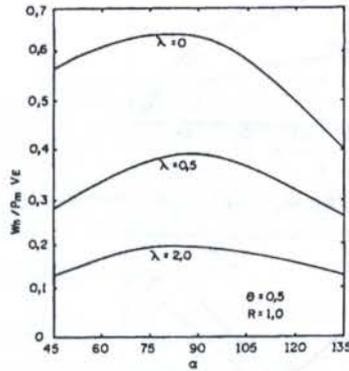


Figura 3. Taxa de Trabalho Líquido versus Ângulo de Fase.

A figura 4 apresenta a taxa de trabalho líquido versus a taxa de compressão K para θ , α e λ constantes. Observa-se que a taxa de trabalho líquido cresce proporcionalmente com K e com o decréscimo de λ .

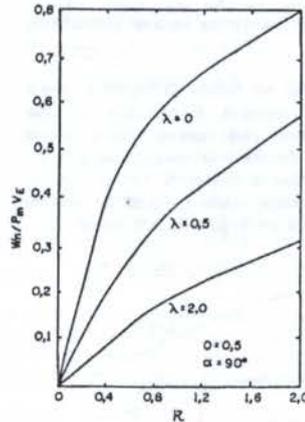


Figura 4. Taxa de Trabalho Líquido versus Taxa de Compressão.

A figura 5 apresenta o rendimento térmico líquido em função da taxa de temperatura mantendo-se constantes α , λ e K . O rendimento térmico cresce com o decréscimo de θ e com o crescimento da taxa de compressão. Na figura são mostradas as curvas de rendimento térmico em função de γ , mantendo-se a taxa de temperatura θ em 0.3 e com α , λ e K

constantes. Observa-se que o rendimento térmico, de uma maneira geral, é muito inferior ao rendimento térmico de Carnot ($\eta_c = 1 - \theta$), entretanto estes resultados estão mais próximos da situação real. Para o caso em que procurou-se verificar a influência da relação de temperatura γ no rendimento térmico, nota-se que o modelo admite um rendimento térmico variando proporcionalmente com γ . Da definição da $\theta = (T_c / T_a)$ pode-se concluir que γ é igual $(\theta + 1)/2$ e isto permitiu encontrar a faixa ótima para γ ou seja entre 0,5 e 1,0. Dentro desta faixa é que se encontra o valor ótimo de γ , para um dado valor de θ .

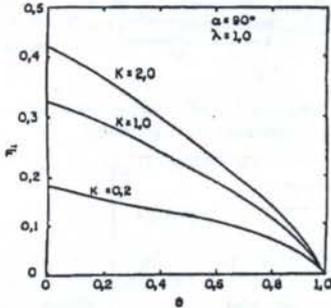


Figura 5. Rendimento Térmico versus Taxa de Temperatura.

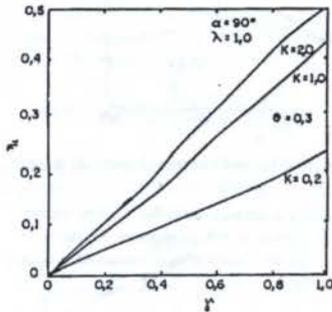


Figura 6. Rendimento Térmico versus Taxa de Temperatura do Regenerador

O rendimento térmico em função do ângulo de fase é apresentada na figura 7, onde θ , K e λ são mantidos constantes. Para cada curva com taxa de volume morto constante um valor de máximo rendimento em um determinado ângulo de fase é obtido. A medida que vai diminuindo a taxa de volume morto o ponto de máximo rendimento se desloca para um ângulo de fase menor.

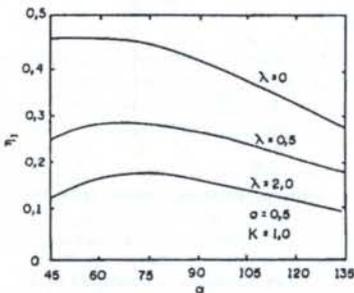


Figura 7. Rendimento térmico versus Ângulo de Fase.

A figura 8 apresenta a eficiência térmica em função da taxa de compressão K , mantendo-se θ e α constantes. As

curvas foram levantadas considerando-se a taxa do volume morto constante para cada situação. Observa-se que o rendimento térmico é diretamente proporcional a taxa de compressão e a taxa do volume morto.

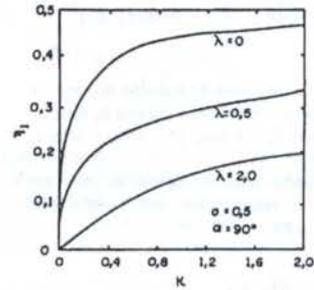


Figura 8. Rendimento Térmico versus Taxa de Compressão.

Todas as curvas levantadas neste estudo, com exceção daquelas em que o novo parâmetro de projeto do motor Stirling γ foi introduzido (figuras 2 e 5), são praticamente as mesmas obtidas por Beans (1981). No entanto, é interessante observar que as figuras 2 e 8 também apresentaram resultados diferentes daqueles calculados por Beans (1981).

CONCLUSÃO

A inclusão de uma nova variável de projeto (a taxa de temperatura do regenerador) no modelo matemático Schmidt-Beans se revelou profícua na tentativa de um melhor entendimento do rendimento teórico do motor Stirling. Curiosamente alguns resultados neste estudo divergem dos encontrados por Beans (1981).

BIBLIOGRAFIA

- Beans, E.W. "A Mathematical Model for the Stirling Engine Cycle". J. of Engineering for Power, vol. 103, pp. 505-510, 1981.
- Finkelstein, T. "Generalized Thermodynamic Analysis of Stirling Engine" SAE paper, 118b, 1960.
- Gomes, M.S.P., Parise, J.A.R. "Pressure and Temperature Variations on a Stirling Engine", IX Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, anais do COBEM 87, pp. 411-412, Florianópolis, 1987.
- Sciesko, J.L. "Modelo Experimental de um Motor Tipo Stirling", V Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica, anais do COBEM 79 (1), pp. 466-473, 1979.
- Schmidt, G. "Theorie der Lehmannschen Calorischen Maschine" Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure, vol. 15(1), 1871.
- Urieli, I. "A General Purpose Program for Stirling Engine Simulation", Proc. 15th. IECEC, Seattle, Washington Paper 809336, pp. 1701-5, 1980.
- Urieli, I. e Berchowitz, M.D. "Stirling Cycle Engine Analysis", Adam Hilger Ltd., Bristol, 1984.

ABSTRACT

A mathematically correct determination of the instantaneous pressure of the Stirling heat engine is presented. An expression for the net work and thermal efficiency as a function of design parameters were also derived. Estimated values are lower than those calculated by Schmidt who considered the cycle made up of ideal processes.

UN METODO ALTERNATIVO DE ELEVACION DE LA EFECTIVIDAD
DEL FUNCIONAMIENTO DE LOS MOTORES DIESEL
EN CONDICIONES DE ALTURA

Luis A. Lastra Espinoza- Facultad de Ingeniería Mecánica
Universidad Nacional de Ingeniería Lima- Perú
Nicalai N. Patrakhaltsev- Cátedra de Motores Combinados
Universidad de la Amistad de los Pueblos Moscú- Rusia

RESUMEN

El desarrollo de nuevos métodos de compensación de las pérdidas de potencia y de economía de los motores Diesel en la altura mantienen vigencia, aún cuando la sobrealimentación por turbo-compresor es el método más efectivo. También es posible la compensación de las pérdidas por altitud forzando el proceso de trabajo del motor a través de la composición de la mezcla. Dicho forzamiento se basa en la intensificación de los procesos de formación de la mezcla y de la combustión introduciendo activadores a los cilindros del motor.

INTRODUCCION

La vigencia del estudio de los problemas relacionados con el mejoramiento de los índices energéticos, económicos y ecológicos del motor Diesel cuando funciona en condiciones de altura es real, sobre todo para los países de la región andina, a la cual pertenece el Perú.

Como es sabido, cuando el motor Diesel trabaja en condiciones de altura se producen pérdidas de potencia, de economía, aumenta el humeado de los gases de escape, empeoran los índices explotacionales y disminuye su vida útil.

El método más efectivo de compensación de las pérdidas de potencia y de economía por efecto de la altura es el empleo de la sobre-alimentación. Sin embargo, su aplicación en motores Diesel aspirados, conlleva a modificaciones constructivas con costos elevados. La posibilidad de aplicar otros métodos es todavía más limitada ya que la mayoría de dichos métodos recurren al sobredimensionamiento del motor en condiciones normales, o a mantener constante la relación aire-combustible (α). La optimización del proceso de trabajo del motor Diesel mediante su forzamiento a través de la relación aire-combustible, se presenta como un método alternativo de compensación de las pérdidas de potencia y de economía en condiciones de altura, vale decir, el método que permite funcionar al motor en altura con una relación aire-combustible inferior al nivel propio de los motores Diesel.

El forzamiento del proceso de trabajo se realiza suministrando a los cilindros del motor activadores que intensifican los procesos de formación de la mezcla y de la combustión; dichos activadores pueden ser gas licuado de petróleo (GLP), soluciones acuosas, aditivos de naturaleza orgánica e inorgánicos, etc.

Los métodos de forzamiento del proceso de trabajo del motor Diesel a través de α ya son conocidos, sin embargo, no todos los sistemas de alimentación de combustible que los aplican sirven para aumentar la efectividad del funcionamiento del motor Diesel en la altura, pues no permiten realizar una conexión-desconexión del sistema de suministro de los activadores cuando el motor ha alcanzado el nivel correspondiente de altura. Estas propiedades los poseen los llamados sistemas con regulación de la presión inicial de inyección (Patrakhaltsev(1980), los cuales permiten obtener la mezcla de dos combustibles distintos directamente, antes de la inyección en los cilindros del motor Diesel.

Para este estudio se eligió al motor Diesel monocilíndrico RICARDO EG/TS con bomba de inyección e inyector CAV. En el banco de ensayos se instaló un sistema de simulación de condiciones de altura, que permite crear depresión en la admisión, en el escape y en el cárter del motor, mediante una mariposa de estrangulación en la admisión y la succión de los gases de escape por eyección.

FUNDAMENTO TEORICO

Para un motor Diesel dado (y, consiguientemente, para su regulación dada según la relación aire-combustible α_0^D , en condiciones

normales y funcionando con petróleo Diesel) siempre existe cierto valor "crítico" de la altura H^{cr} , que al ser sobrepasada conlleva a la alteración del nivel de humos permitido por el fabricante del motor ($D_{[H, h_{sm}]}$) (figura 1). Entonces para valores de $H \leq H^{cr}$ no es necesario el suministro del activador. Al mismo tiempo, para la máxima altura posible de trabajo del motor sobre el nivel del mar existe el valor "crítico" de la posición de la cremallera de la bomba de inyección h^{σ} , hasta el cual es posible su funcionamiento con petróleo Diesel sin sobrepasar el nivel permisible de humeado ($D_{[H, h_{sm}]}$) y, por consiguiente, también no es necesario el suministro del activador de los procesos de formación de la mezcla y de la combustión.

De manera que para el motor, objeto de estudio, con regulación inicial de la relación aire-combustible $\alpha_{01}^D = 1,3$ a la altura de 700 m ya se

alcanza el límite de humos, por lo que al conectarse el sistema de suministro de GLP como activador se produce el forzamiento del proceso de trabajo del motor con una relación aire-combustible que alcanza el valor de $\alpha_{11}^{GLP} = 1,05$, permitiendo que el motor funcione en condiciones de mayor altitud ($H = 2250$ m), sin llegar a sobrepasar el límite de humos ($D_{[H, h_{sm}]}$).

Para el caso cuando el motor tiene una regulación inicial de la relación aire-combustible $\alpha_{02}^D = 1,8$, el límite de humos ($D_{[H, h_{sm}]}$) se alcanza a una altura crítica de $H^{cr} = 3500$ m, con el consiguiente enriquecimiento de la relación aire-

combustible hasta el valor de $\alpha_H^D = 1,27$. A partir de este momento, el aumento posterior de la altura H hace necesario conectar el sistema de suministro del activador, gracias al cual se logra forzar el proceso de trabajo del motor, de manera que incluso a una altura de $H \geq 5000$ m es posible el funcionamiento del motor con su suministro completo de combustible a través de la bomba de inyección, es decir, con prácticamente, una compensación total de la pérdida de potencia por efecto de la altura.

El nivel admisible de humeado debe ser un poco menor que el valor correspondiente al límite de humos ($B_{lím. hum.} < B_{lím. hum.}$); se determina, experimentalmente, para un valor de $\alpha_0 = \alpha_{opt}^D$, es decir, para el valor que corresponde a la composición de la mezcla establecida por el fabricante del motor según el método de regulación óptima, donde:

$$\alpha_{opt}^D = K \alpha_{lím. hum.}^D \quad (1)$$

K es un coeficiente empírico, e igual a 1,1 - 1,15.

Podemos gráficamente determinar la altura crítica (H^{cr}) que corresponde a la disminución de la relación aire-combustible desde su valor nominal $\alpha_{0 nom}^D$ hasta su valor óptimo α_{opt}^D .

El valor "crítico" (para una altura dada H) de la posición de la cremallera h^{cr} se determina partiendo de la condición:

$$h_{H}^{cr} = h_0^D \frac{\Delta \alpha_H}{\alpha_0^D} \approx \alpha_0^D \quad (2)$$

Aquí $\Delta \alpha_H$ es la disminución posible, a una altura máxima H , de la relación aire-combustible del motor Diesel, el cual tiene a nivel del mar una relación aire-combustible nominal igual a α_0^D .

Asumiendo que en la altura:

$$\alpha_H^D = \alpha_0^D \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \quad (3)$$

donde: $\mu = \frac{P_H}{P_0}$ y $\beta = \frac{T_H}{T_0}$

Entonces:

$$\Delta \alpha_H = \alpha_0^D \left(1 - \frac{\mu}{\sqrt{\beta}}\right) \quad (4)$$

o también:

$$h_H^{cr} = \frac{\mu}{\sqrt{\beta}} \alpha_0^D \quad (5)$$

De este modo, la conexión del sistema de suministro del activador tendrá lugar si se cumple la condición: $h_H^{cr} < h$ y $h > h^{cr}$.

Con cargas altas el suministro del activador (por ejemplo GLP) aumenta la eficiencia del motor, por eso en el gráfico A de la figura 1, la curva

$$\alpha_H^{GLP} = f(H) \text{ está por encima de la curva } \alpha_H^D = f(H)$$

Las curvas α_H^{GLP} y α_H^D en el gráfico B de la misma figura 2 tienen una disposición inversa entre sí, ya que en las cargas bajas el suministro del activador estuvo acompañado de la disminución de combustible Diesel.

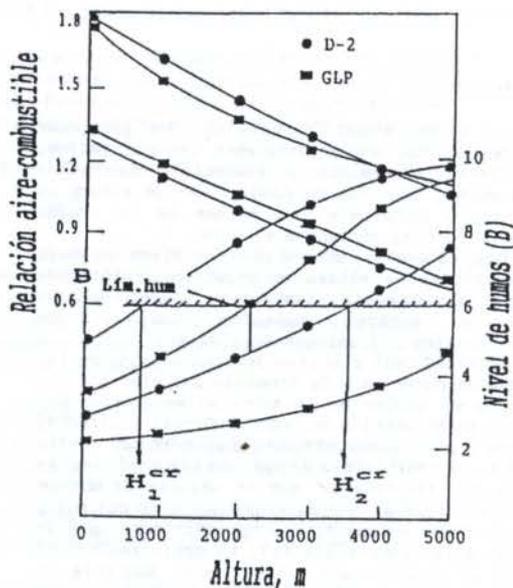


Figura 1: Variación de la relación aire-combustible y del humeado (B) del motor RICARDO, en función de la altura sobre el nivel del mar (H) durante el funcionamiento con combustible Diesel (D) y con adición del activador GLP.

Es interesante subrayar, que cuando el motor funciona con activadores, la composición de la mezcla, correspondiente al límite de humos $\alpha_{lím. hum.}$; con el incremento de H sobre el nivel del mar disminuye un poco (figura. 2). Esto está relacionado con la necesidad de reducir el suministro de combustible Diesel con el objeto de mantener constante la relación aire-combustible. Pese al empeoramiento de la calidad de la formación de la mezcla y de la combustión por efecto de la altura, el humeado disminuye, lo cual permite obtener el valor de $\alpha_{lím. hum.}$ con un enriquecimiento mayor de la mezcla. El enriquecimiento de la mezcla depende de la efectividad de los activadores.

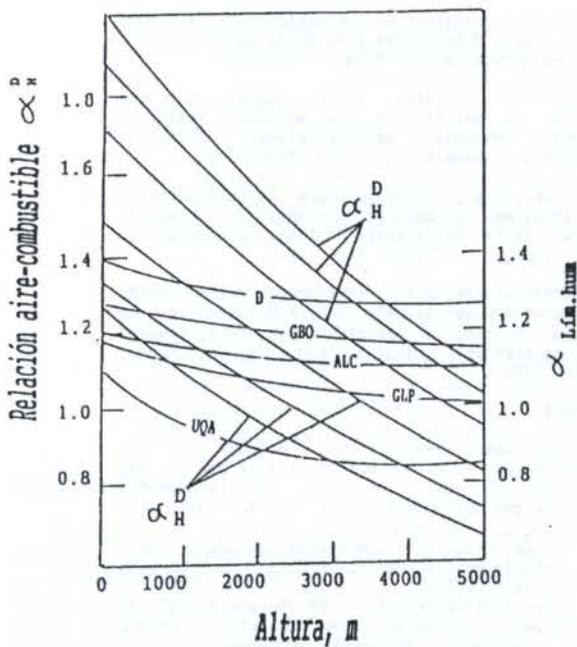


Figura 2: Variación de la relación aire-combustible α_H^D y de la relación aire-combustible correspondiente al límite de humos $\alpha_{lim.hum}$, respecto a la altura H sobre el nivel del mar cuando el motor funciona con combustible Diesel y con diferentes activadores de formación de la mezcla y de la combustión.

Los resultados del estudio, con respecto a la efectividad de diversos activadores de los procesos de formación de la mezcla y de la combustión, se pueden observar en la figura 3, para las condiciones de funcionamiento a nivel del mar.

En condiciones normales, los diferentes activadores de la formación de la mezcla y de la combustión, con una efectividad diversa, disminuyen el coeficiente de exceso de aire correspondiente al límite de humos ($\alpha_{lim.hum}$). Las uniones químico-activas como las soluciones acuosas de cloruro de bario ($BaCl_2$), así como el gas licuado de petróleo poseen una mayor efectividad.

Como se observa en la figura 2, si el motor a nivel del mar tiene la relación aire-combustible regulado para valores $\alpha_{0 nom}^D = 1,7$, el suministro de GLP le permite funcionar hasta una altura de 4500 m sobre el nivel del mar sin exceder el límite de humos, aun cuando $\alpha_{lim.hum}^{GLP}$ alcanza el valor de 1,0, propio de los motores de encendido por chispa.

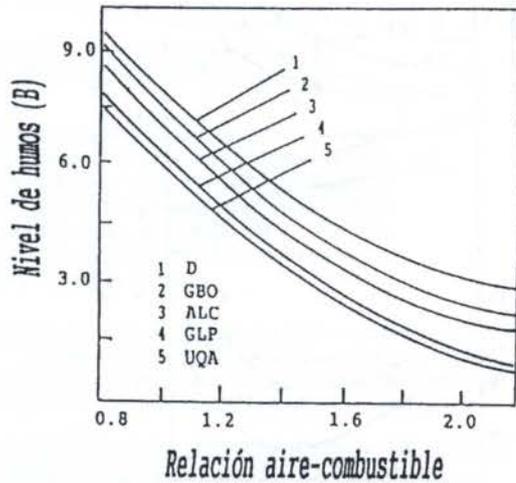


Figura 3: Variación del nivel de humos (B) en función de la relación aire-combustible (α) para condiciones atmosféricas normales ($H=0$), cuando se emplean diferentes activadores: GBO gasolina de bajo octonaje; ALC alcohol; GLP gas licuado de petróleo; UQA uniones químico-activas; D combustible Diesel D-2.

En la figura 4, con la ayuda de la característica de carga, se demuestra la posibilidad del forzamiento del motor Diesel a través de la relación aire-combustible (α), cuando las condiciones de su funcionamiento correspondan a una altura de 2 000 m. En estas condiciones el motor funciona con petróleo Diesel, llegando la presión media efectiva del motor (p_e) a tener el valor de 0,48 MPa, cuando el nivel de humos alcanza el límite dado de B_{opt} (punto A). La conexión del sistema de suministro del activador, en una cantidad aproximada de 20% de todo el suministro cíclico de combustible, conduce al motor a un funcionamiento con menor nivel de humos (punto D). Esto posibilita el forzamiento posterior (en la altura) del motor, lográndose que la presión media efectiva alcance el valor de $p_e \approx 0,58$ MPa, valor incluso mayor al que tiene el motor en el régimen nominal y en condiciones normales. En la misma figura 4 se ve que el empleo de GLP en calidad de activador de la formación de la mezcla y de la combustión reduce considerablemente el nivel de humos y mejora la eficiencia del motor, ya que disminuye el consumo específico efectivo de calor (q_e).

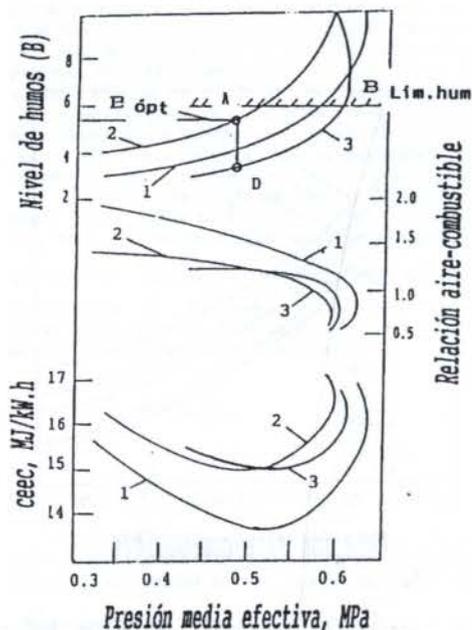


Figura 4: Característica de carga del motor RICARDO para los índices de humedo (B), de la composición de la mezcla (α), del gasto del activador GLP(X) y del consumo específico de calor (q_e) cuando funciona con combustible Diesel a nivel del mar (1) y a la altura de 2000m (2). Asimismo, cuando funciona con adición de X (% en masa) del activador GLP a la misma altura (3).

CONCLUSIONES

La investigación llevada a cabo permitió llegar a las siguientes conclusiones:

Es posible y real el forzamiento del proceso de trabajo del motor Diesel a través de la composición de la mezcla α . Dicho forzamiento puede realizarse gracias a la intensificación de los procesos de formación de la mezcla y de la combustión mediante la inyección a los cilindros del motor de combustible Diesel con adición de activadores, los mismos que pueden ser GLP, alcohol, aditivos orgánicos e inorgánicos, gasolinas de bajo octanaje, etc.

El suministro de los activadores se realiza con la ayuda de las válvulas de regulación de la presión inicial de inyección (RND), ubicados muy cerca de los inyectores, es decir, antes del proceso de la inyección al cilindro del motor Diesel. Este medio permite conectar-desconectar el sistema de suministro de los activadores de acuerdo con el método elegido de regulación del motor basado en los parámetros de la altura "crítica" y de la posición "crítica" de la cremallera de la bomba de inyección.

REFERENCIAS

Lastra, E. L. A., "Desarrollo de métodos alternativos de organización del proceso de trabajo del motor Diesel en condiciones de altura para aumentar la efectividad, economía y mejorar las

cualidades ecológicas de los vehículos". (en ruso), Ph.D. Tesis, Universidad rusa de la Amistad de los Pueblos, Moscú, Rusia, 1993.

Lira, C.G y Lastra, E.L.A., "Empleo del gas licuado de petróleo en los motores Diesel", X Congreso Nacional de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Ramas Afines, Lima, Perú, 1991.

Ludeña, L.A., "Estudio sobre la influencia de la altura en los motores de combustión interna", Revista de la Universidad Nacional de Ingeniería, Vol. 3, págs. 1-5, Lima, Perú, 1986.

Patrakhaltsev, N.N., "Sistema de alimentación del combustible Diesel con regulación de la presión inicial de inyección", (en ruso), Revista Dvigatelstroenie, Vol. 8, págs. 32-35, Moscú, Rusia, 1980.

SUMMARY

The development of new methods of the compensating of Diesel motor's losses due to the altitude are still in force, even through the supercharged turbocharging is the most effective method.

It is possible to compensate the losses due to the altitude by forcing the work process through the fuel-air ratio.

This forcing consists of intensifying the formation of the mixture and combustion process using activators in the engine cylinders.

UTILIZACION CONJUNTA DE MODELOS PREDICTIVOS Y DE DIAGNOSTICO PARA LA OPTIMIZACION DE LA COMBUSTION EN UN MOTOR DE ENCENDIDO PROVOCADO

F.V. Tinaut*, A. Melgar*, A.J. Horrillo**, B. Giménez*

(*) Dpto. I.E.F., E.T.S.I. Industriales de Valladolid, Pº del Cauce s/n 47011 Valladolid España. Tfn. 34-83-423367. Fax 34-83-423363.

(**) Centro de Investigación y Desarrollo en Automoción (CIDAUT). Parque Tecnológico de Boecillo, Parc. 209, 47151 Boecillo (Valladolid) España. Tfn. 34-83-552387. Fax 34-83-552379

RESUMEN

Mediante la utilización conjunta de modelos predictivos y de diagnóstico de dos zonas cuasidimensionales para el análisis de la combustión en motores de encendido provocado (MEP), se establece un método que permite la optimización del funcionamiento de estos motores en factores tales como las prestaciones, la tendencia a la detonación y las emisiones contaminantes. En este trabajo se muestra la manera en que se realiza la interacción entre los modelos predictivos y de diagnóstico, la metodología a seguir y un estudio paramétrico realizado sobre un motor dado, en el que a la luz de la metodología presentada se establecen los avances y parámetros de la ley de quemado que resultan óptimos.

INTRODUCCION

El modelado de la fase de combustión en motores de combustión interna alternativos (MCIA) puede utilizarse como una herramienta para la optimización tanto de las variables de diseño como de las operativas (Mattavi et al. (1980), Macián (1984), Desantes et al. (1991)). En este trabajo se utilizan dos modelos de dos zonas cuasidimensionales, uno predictivo y otro de diagnóstico, para el estudio de la combustión en motores de encendido provocado (MEP) (Horrillo (1993), Tinaut et al. (1994)).

Un análisis de la combustión mediante el modelo de diagnóstico requiere la medida experimental de presión en cámara de combustión, mientras que el planteamiento predictivo no está sometido a esta servidumbre de manera directa, ya que las tasas de calor liberado pueden introducirse en el modelo mediante la utilización de expresiones analíticas sencillas denominadas leyes de quemado. Así es posible conferir a los modelos predictivos una cierta "capacidad imaginativa" extendida más allá de las condiciones de los ensayos en banco motor, lo que permite simular múltiples variantes de funcionamiento y de diseño sin necesidad de materializarlas experimentalmente.

Pero los modelos predictivos no pueden utilizarse aisladamente, por cuanto han de ejecutarse sobre rangos admisibles de leyes de quemado para un motor concreto. Ahí es donde tienen su cometido los modelos de diagnóstico, ya que estos dan como resultado tasas de calor liberado que, debidamente parametrizadas en forma de leyes de quemado, permiten poner a punto las técnicas de predicción, acotando la libertad imaginativa en los límites que impone la realidad.

Para que la interacción entre los modelos sea fructífera, es necesario que se cumplan dos condiciones: Por un lado los modelos deben ser coherentes, esto es, si se introduce en el modelo predictivo las tasas de quemado obtenidas de la aplicación del modelo de diagnóstico sobre un diagrama de presiones, el diagrama de presiones resultante debe ser el mismo, debiendo ocurrir lo mismo con las tasas de calor liberado si se opera de forma opuesta. Por otro lado la parametrización de las tasas de calor liberado brindadas por el modelo de diagnóstico en forma de leyes de quemado debe realizarse con pequeño error.

En el presente estudio se utiliza, formando parte de los modelos de cálculo, un submodelo que permite conocer la evolución de distintas especies químicas de la zona quemada en condiciones de equilibrio químico, y otro submodelo de cinética química que permite conocer la concentración en desequilibrio químico de los óxidos de Nitrógeno (NO_x) (Payri y Tinaut

(1989)) y del monóxido de carbono (CO) en el escape.

Además se utiliza el método de Livengood y Wu (1957), que evalúa la evolución temporal de la integral del inverso del tiempo de retraso, para estimar la tendencia a la detonación.

PARAMETRIZACION DE FRACCIONES DE CALOR LIBERADO A LEYES DE QUEMADO TIPO WIEBE

La expresión de la ley de Wiebe que se ha utilizado es la siguiente:

$$FQL(\alpha) = 1 - \exp \left[- \left(\frac{\alpha - \alpha_0}{\alpha_{63}} \right)^m \right] \quad (1)$$

donde: FQL es la fracción adimensional de calor liberado correspondiente a la combustión de la mezcla aire-combustible hasta el ángulo de cigüeñal α , a partir del ángulo de inicio de la combustión α_0 y siendo α_{63} y m parámetros de forma de la ley de quemado.

Derivando la anterior expresión con respecto a α se obtiene la expresión de la tasa adimensional de calor liberado:

$$DFQL(\alpha) = \frac{dFQL(\alpha)}{d\alpha} \quad (2)$$

El significado de los parámetros de la ley de quemado se ilustra en las figuras 1 y 2. En cada una de ellas se ha fijado uno de los parámetros y se varía el otro, mostrándose la evolución de DFQL y de los diagramas de presión resultantes de aplicar sobre la ley de quemado el modelo predictivo. El motor que se utiliza es el mismo que el empleado para el posterior estudio paramétrico, estando rodando a 4000 rpm y plenos gases, con 19° de avance y dosado relativo rico de 1.16.

En la figura 1 se fija α_{63} en 35° y se varía m entre 2.5 y 6.5. Como puede verse observando la evolución de DFQL, un aumento de m supone: una ralentización de la primera parte de la combustión, una mayor velocidad en la parte central de la combustión y una conclusión más rápida de la misma. En los diagramas de presiones este efecto se traduce en un aumento del valor de la presión máxima y en un desplazamiento del ángulo en el que se da el máximo hacia la derecha.

En la figura 2 se mantiene fijo m en 4.5 y se varía α_{63} entre 25° y 45°. Un aumento de α_{63} produce un alargamiento de todas las fases de combustión, simulándose una disminución del avance y descendiendo por lo general el rendimiento del

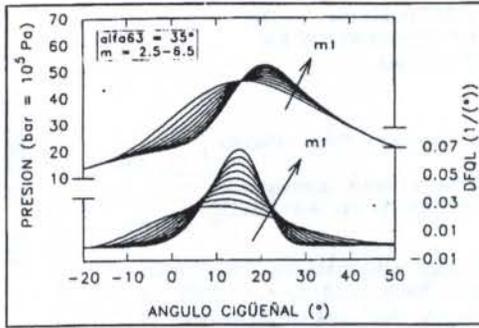


Fig. 1 Efecto de la variación de m (α_0 y α_{63} fijos)

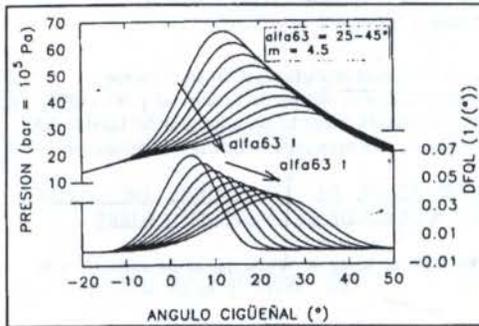


Fig. 2 Efecto variación α_{63} (α_0 y m fijos)

ciclo. En cuanto a los diagramas de presiones, estos se desplazan hacia la derecha obteniéndose un pico cada vez más bajo.

Para obtener los valores de los parámetros m y α_{63} que mejor ajustan la ley de Wiebe a la fracción de calor liberado proporcionada por el modelo de diagnóstico, se toman dos veces logaritmos neperianos en (1), ordenándose de manera adecuada los distintos términos:

$$\ln[-\ln(1-FQL(\alpha))] = m[\ln(\alpha - \alpha_0) - \ln(\alpha_{63})] \quad (3)$$

con lo que la expresión resultante se puede asimilar a la ecuación de una recta: $Y=AX+B$ siendo:

$$\begin{aligned} Y &= \ln[-\ln(1-FQL(\alpha))] \\ X &= \ln(\alpha - \alpha_0) \\ A &= m \\ B &= -m \ln(\alpha_{63}) \end{aligned} \quad (4)$$

El ajuste de los parámetros m y α_{63} es sencillo entonces mediante técnicas de regresión lineal simple, cumpliéndose de esta manera el objetivo de conectar el modelo de diagnóstico y el predictivo, mediante la parametrización de fracciones de calor liberado a leyes de quemado del tipo Wiebe.

En la fig. 3 se indica cuál es la metodología seguida para la optimización del funcionamiento de un motor concreto mediante la utilización conjunta de modelos predictivos y de diagnóstico: Primeramente se realizan ensayos de medida de presión en cámara, recogiéndose varios ciclos consecutivos en iguales condiciones operativas. Aplicando sobre los diagramas de presión el modelo de diagnóstico se obtienen las fracciones de calor liberado. Estas, debidamente parametrizadas a leyes de quemado, centran el rango de leyes sobre el cual es adecuado ejecutar el modelo predictivo. Se realizan entonces estudios

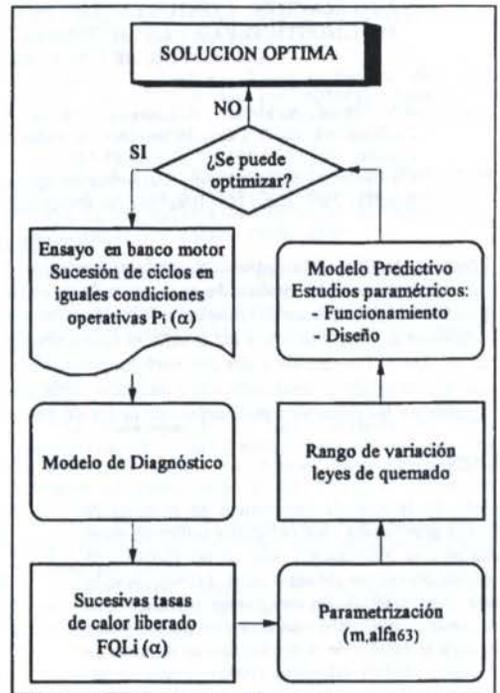


Fig. 3 Metodología empleada para la optimización

paramétricos utilizando como parámetros, además de los propios de las leyes de quemado, condiciones de funcionamiento y de diseño del motor. De los estudios pueden obtenerse las conclusiones que fijarán las nuevas condiciones que mejoran el comportamiento del motor. Una vez materializadas las mejoras, se volverá a ensayar para comprobar la predicción y para volver a optimizar, desarrollando así sucesivamente el ciclo anterior hasta que se obtenga la solución óptima.

ESTUDIO PARAMETRICO DE OPTIMIZACION

Como ilustración de la metodología anteriormente descrita, se muestra a continuación un estudio paramétrico de optimización de avance y parámetros de la ley de quemado realizado sobre un motor de 1600 cm³ y cuatro cilindros.

En concreto, para cada régimen analizado, se parte de series de medidas de 34 ciclos consecutivos de presión en la cámara de combustión en función del ángulo del cigüeñal. Se analizarán 12 regímenes que varían desde 1500 hasta 6000 rpm. Las medidas se han tomado a plenos gases y con los avances y dosados relativos que utiliza el motor en cada régimen.

Aplicando el modelo de diagnóstico sobre los 34 ciclos para cada régimen, y parametrizando posteriormente las fracciones de calor liberado experimentales a leyes de quemado se obtiene el rango de parámetros de las leyes como consecuencia de la dispersión cíclica. En la figura 4 se muestra el resultado de la parametrización de las tasas de quemado para 4000 rpm. Este rango se amplía ligeramente con la finalidad de poder obtener más conclusiones del estudio paramétrico, así para el régimen mostrado se escoge un rango de variación de m entre 3.5 y 5.5 y de α_{63} entre 30° y 45°, eligiéndose 5 puntos equiespaciados que cubran cada intervalo. El avance se varía alrededor del nominal, que para el caso de 4000 rpm es de 19°, tomándose también 5 puntos (17, 18, 19, 20 y 21°). Así este estudio paramétrico exige el realizar $5 \times 5 \times 5 = 125$ ejecuciones del modelo predictivo para cada uno de los regímenes.

Las salidas de los modelos utilizadas para la toma de decisiones son:

- La concentración de NO_x en el escape.
- La presión media indicada (PMI).
- El valor (IT90) de la integral del inverso del tiempo de retraso (método de Livengood y Wu) cuando $\text{FQL}=0.9$.

Se han elegido las tres salidas reseñadas porque se ven muy afectadas por el avance y porque están relacionadas con tres factores de gran importancia en el diseño y puesta a punto de MEP: emisiones contaminantes, prestaciones y tendencia a la detonación. IT90, muestra lo cercano que está el motor de la detonación cuando queda un 10% por quemar, verificándose una detonación del 10% de la mezcla aire-combustible si IT90 es igual a la unidad. No se utiliza para la toma de decisiones la concentración en el escape de CO, porque ésta se ve afectada en menos de un 1% por el avance y por los parámetros de la ley de quemado, siendo función principalmente del dosado relativo, parámetro que en este estudio permanece fijo para cada régimen.

Como resultado del estudio paramétrico se obtiene una colección de representaciones gráficas en tres dimensiones. En éstas se reproducen sobre el plano α_{63} -m limitado por los rangos escogidos para cada régimen, distintas salidas del modelo (NO_x , CO, IT90, PMI, Tesc, T_{qmax} ...etc.) para régimen y avance fijos. La representación de todas las gráficas (Arraiza (1995)) en este artículo es materialmente imposible, pero no hay que perder de vista que es del análisis de todas estas gráficas de donde se obtendrá la información necesaria para encontrar las leyes óptimas en cada situación.

Como pequeña pincelada del estudio se muestran las gráficas de las figuras 5, 6 y 7, correspondientes al régimen de 4000 rpm en las condiciones de funcionamiento ya reseñadas.

En la gráfica 5 se representa la concentración en ppm de los óxidos de nitrógeno obtenidos en el escape. Puede observarse como la concentración aumenta con m, en justa correspondencia con lo visto en los diagramas de presiones de

la fig. 1: al subir m se obtienen mayores picos de presión (mayor estado térmico) y un enfriamiento más rápido que congelará la destrucción de NO_x en una concentración más alta. Por otra parte α_{63} afecta de manera desigual, como se puede ver en la fig. 2: un aumento de α_{63} provoca estado térmico máximo más bajo (menos creación NO_x) y un desplazamiento de este máximo hacia la derecha (menos destrucción de NO_x) por lo que las concentraciones serán mayores o menores dependiendo del factor que en cada caso tenga más preponderancia. En cualquier caso, se ve que la ley para la cual las emisiones son menores es ($m=3.5$, $\alpha_{63}=45^\circ$).

En la gráfica 6 se representa el valor de IT90. El valor de IT90 es tanto menor cuanto menor es α_{63} por tener el ciclo menores estados térmicos, y para un α_{63} fijo es menor cuanto mayor sea m por concluir antes la combustión. Así la ley que en este caso minimiza el valor de IT90 será ($m=5.5$, $\alpha_{63}=45^\circ$).

En la gráfica 7 se representa los valores de PMI. Como puede observarse la variación con m es muy pequeña; sube ligeramente cuando sube m. La variación con α_{63} es mucho más apreciable, verificándose un aumento de PMI cuando α_{63} disminuye (la combustión es más corta). La ley de quemado con PMI mayor es ($m=5.5$, $\alpha_{63}=30^\circ$).

Teniendo en cuenta las tres consideraciones precedentes, si se parte de un avance prefijado de 19° , la ley óptima se obtiene para $m=5.5$ y $\alpha_{63}=30^\circ$, por presentar una PMI máxima y niveles de IT90 y NO_x moderados. En la fig. 8 se muestra la ley de quemado elegida, las leyes de quemado parametrizadas de los 34 ciclos (líneas a puntos) y el rango del estudio paramétrico (líneas continuas).

Si no se parte de un avance prefijado, sino que se determina en primer lugar el avance óptimo para cada régimen y luego la ley de quemado óptima para ese avance elegido y ese régimen, se obtiene la Tabla 1. En los tres primeros cuerpos de la Tabla se representan los m, α_{63} y avances que optimizan las salidas NO_x , PMI e IT90. En el último cuerpo de la tabla se presenta la propuesta realizada como un compromiso

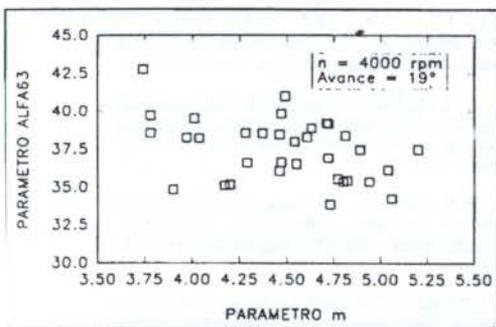


Fig. 4 Resultados de la parametrización a 4000 rpm

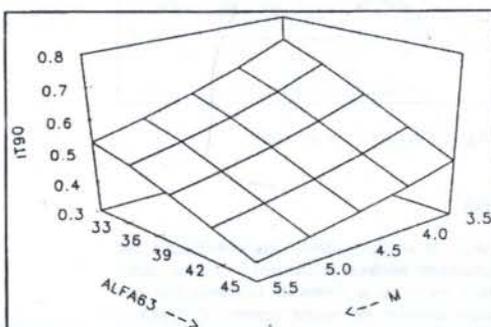


Fig. 6 IT90 en función de los parámetros de la ley ($\alpha_{63}=19^\circ$)

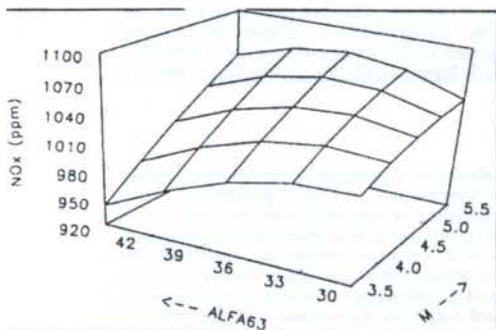


Fig. 5 NO_x en función de los parámetros de la ley ($\alpha_{63}=19^\circ$)

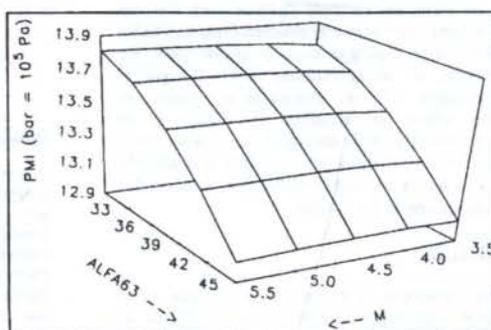


Fig. 7 PMI en función de los parámetros de la ley ($\alpha_{63}=19^\circ$)

Tabla 1: Valores óptimos de m , α_{93} y α_0

Régimen	NO _x			PMI			IT90			RESULTADOS		
	m	α_{93} (°)	α_0 (°)	m	α_{93} (°)	α_0 (°)	m	α_{93} (°)	α_0 (°)	m	α_{93} (°)	α_0 (°)
1500	3.5	25.0	14	3.5	25.0	14	5.5	35.0	10	4.5	30.0	10
2000	3.5	25.0	16	3.5	25.0	16	5.5	40.0	12	4.5	33.0	12
2500	3.5	45.0	19	3.5	30.0	19	5.5	45.0	15	3.5	30.0	15
3000	4.0	30.0	23	6.0	33.0	23	6.0	45.0	19	4.0	33.0	23
3500	3.5	45.0	21	5.5	30.0	21	5.5	45.0	17	3.5	30.0	21
4000	3.5	45.0	21	5.5	30.0	21	5.5	45.0	17	5.5	30.0	21
4500	3.5	45.0	23	5.5	30.0	23	5.5	45.0	19	5.5	30.0	23
5000	3.5	45.0	24	5.5	30.0	24	5.5	45.0	20	5.5	30.0	24
5250	3.5	47.5	24	5.5	32.5	24	5.5	47.5	20	5.5	32.5	24
5500	3.5	50.0	24	5.5	35.0	24	5.5	50.0	20	5.5	35.0	24
5750	4.0	50.0	26	6.0	35.0	26	6.0	50.0	22	6.0	35.0	26
6000	4.0	52.5	27	6.0	37.5	27	6.0	52.5	23	4.0	37.5	27

de las tres anteriores. Es necesario indicar que este estudio para la obtención de los valores parámetros óptimos no se ve reflejado en la Tabla 1 por haberse visto que el avance que optimiza la combustión es 21° para 4000 rpm.

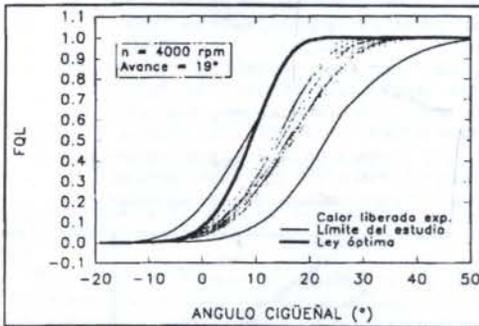


Fig. 8 Elección de la ley óptima

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha desarrollado una metodología que utilizando conjuntamente modelos predictivos y de diagnóstico coherentes permite encontrar la forma de la combustión que optimiza el comportamiento del motor (combustión óptima) desde los puntos de vista de prestaciones, emisiones de NO_x y tendencia a la detonación. Apoyándose en el método presentado se han encontrado sobre un motor concreto los valores de los parámetros de las leyes de quemado óptimas para distintos regímenes. Los valores óptimos que se obtienen dependen de los factores de salida que se impongan como preponderantes, los cuales serán función de las necesidades requeridas por el constructor de motores. Una vez elegida la ley óptima, es necesario actuar sobre las variables de diseño y de funcionamiento del motor a fin de conseguir que esta ley sea la que tenga lugar en el motor. Teniendo en cuenta la dispersión cíclica, se tratará de que la ley media resultante de varios ciclos consecutivos coincida con la ley óptima.

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen la colaboración prestada en el desarrollo de este trabajo por la Dirección de Estudios de FASA-RENAULT en Valladolid y por el Centro de Investigación y Desarrollo en Automoción (CIDAUT).

REFERENCIAS

- Arraiza, P., "Utilización conjunta de modelos de diagnóstico y predictivos para la optimización de la combustión en motores de encendido provocado". Proyecto Fin Carrera, Universidad de Valladolid, 1995.
- Desantes J.M., Tinaut, F. y Lapuerta, M., "Optimisation de la combustion dans un moteur Diesel à injection directe suralimenté par utilisation de lois de combustion", *Entropie*, N. 161, pp. 31-38, 1991.
- Horrillo, A.J., "Modelo de dos zonas cuasidimensional para el diagnóstico de la combustión en motores de encendido provocado". Proyecto Fin Carrera, Universidad de Valladolid, 1994.
- Livengood, J.C. y Wu, P.C., "Auto-Ignition in Combustion Engines and Compression Machines". *Fifth Symposium (Int'l.) on Combustion*, pp. 347-353, 1957.
- Macián, V., "Contribución al estudio de la influencia del movimiento del fluido sobre la dispersión cíclica y su caracterización". Tesis Doctoral, Universidad Politécnica de Valencia, 1984.
- Mattavi, Groff, Lienesch, Matekunas, Noyes, "Engine improvements through Combustion modeling". *Combustion Modeling in Reciprocating Engines*, pp. 537-587, 1980.
- Payri, F. y Tinaut, F., "Modelo de cálculo de emisiones contaminantes para motores de combustión interna alternativos". *Anales de la Ingeniería Mecánica*, Año 7, Vol. 2, pp. 193-199, 1989.
- Tinaut F., Melgar, A., Giménez, B. y Azurmendi, A., "Estudio de la combustión en un motor de encendido provocado mediante la simulación con leyes de quemado". *Anales de la Ingeniería Mecánica*, Año 10, pp 365-371, 1994.

ABSTRACT

A method that allows the optimization of the operation in spark ignition engines from the point of view of performance, knock and pollution emissions is established with the joint use of predictive and diagnostic two-zone quasidimensional combustion models. The way of interaction between the models and the methodology for optimization are showed in this paper. On the light of the presented methodology, a parametric study is carried out on a standard engine and the optimum advances and burnt law parameters are established.

RADIAÇÃO

ANÁLISE DE VENEZIANAS TÉRMICAS PARA USO ESPACIAL

Wilson Roberto Parisotto - Instituto Tecnológico de Aeronáutica (ITA)
Fernando Manuel Ramos - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE)
Issamu Muraoka - Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais (INPE)
São José dos Campos - SP - Brasil

RESUMO

Venezianas térmicas, constituídas por palhetas móveis ou máscaras rotativas sobre uma base irradiadora, são dispositivos de grande eficiência para o controle térmico de satélites artificiais. Este trabalho apresenta uma análise detalhada das características térmicas de uma veneziana térmica retangular do tipo palheta móvel. O comportamento térmico da veneziana, definido em termos de sua emitância equivalente, é calculado para diferentes valores do ângulo de abertura das palhetas. Resultados experimentais obtidos com o ensaio do protótipo de uma veneziana térmica para uso espacial, desenvolvida no INPE, apresentam boa concordância com as previsões teóricas.

INTRODUÇÃO

Um dos aspectos fundamentais no desenvolvimento de um satélite artificial é assegurar que cada componente ou equipamento do sistema será submetido em órbita a condições térmicas compatíveis com suas especificações nominais. Para alcançar este objetivo, o projetista dispõe de diferentes métodos de controle térmico, ativos e passivos, que permitem regular as trocas de calor entre os subsistemas do satélite e entre este e o espaço.

Venezianas térmicas (*thermal louvers*) são dispositivos de controle térmico ativo, altamente eficientes, normalmente empregados em satélites quando a dissipação de algum de seus equipamentos varia amplamente ao longo da missão. Estes dispositivos, utilizados com sucesso no controle térmico de programas como Nimbus, Landsat, Viking ou Voyager, têm como grande vantagem a possibilidade de ajustar a emitância efetiva de superfícies irradiadoras do satélite de modo a compensar degradações nas propriedades termo-ópticas, flutuações na potência dissipada internamente, ou variações sazonais nas condições orbitais. Venezianas térmicas são, em geral, constituídas por palhetas móveis ou máscaras rotativas, em metal altamente polido, montadas sobre uma base irradiadora, e controladas termicamente por atuadores bimetálicos (Figura 1). Estes atuadores estão isolados do meio exterior mas acoplados termicamente à base da veneziana. Quando a temperatura da base aumenta, os sensores bimetálicos aplicam torques que fazem as lâminas girar para a posição aberta, permitindo que o excesso de calor seja irradiado para o espaço; quando a temperatura da base diminui, os atuadores bimetálicos fecham a veneziana, fazendo com que o calor emitido pelo radiador seja retido pelas superfícies altamente refletoras das lâminas.

O comportamento térmico de venezianas térmicas tem sido o objeto de vários estudos teóricos e experimentais (Furukawa 1979, Hwangbo et al 1980, Karam 1979, Ollendorf 1966, Plamadon 1964), relacionando-se a emitância do dispositivo, a uma dada temperatura média da base, com o ângulo de abertura das palhetas.

Este trabalho apresenta uma análise detalhada do comportamento térmico no espaço de uma veneziana retangular do tipo palheta móvel. A emitância efetiva do dispositivo é determinada numericamente por um método

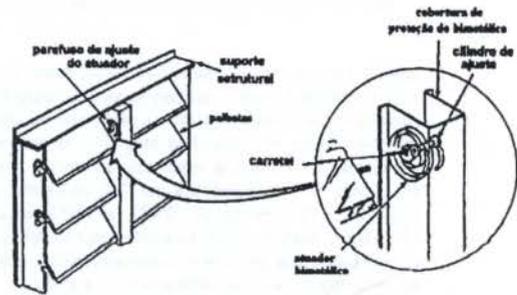


Figura 1: Vista esquemática de uma veneziana térmica

nodal, para diferentes ângulos de abertura das lâminas e duas temperaturas da base irradiadora. As previsões teóricas são comparadas com resultados experimentais obtidos com o protótipo da primeira veneziana térmica para uso espacial desenvolvida no Brasil.

MODELAMENTO MATEMÁTICO

O modelamento do comportamento no espaço de uma veneziana foi realizado numericamente com auxílio do pacote de análise térmica de satélites PCTER (Bastos 1990), desenvolvido no INPE. Considerou-se, neste estudo, uma veneziana retangular do tipo palhetas móveis, conforme modelo apresentado na Figura 1. Dividindo-se a veneziana em $n=208$ volumes elementares ou nós, considerados isotérmicos, e interligados entre si radiativa e condutivamente, a equação de balanço térmico para o nó i pode ser dada por:

$$m_i C_{p_i} \frac{dT_i}{dt} = \sum_{j=1}^n R_{ij} \sigma (T_j^4 - T_i^4) + \sum_{j=1}^n B_{ij} (T_j - T_i) + Q_i \quad (1)$$

com $i=1, \dots, n$, onde m_i é a massa do nó i ; C_{p_i} é a capacidade térmica do material do nó i ; T_i é a temperatura absoluta do nó i ; R_{ij} é o acoplamento radiativo entre os nós j e i ; B_{ij} é o acoplamento condutivo ou condutância entre os nós j e i ; Q_i é a potência dissipada no nó i ; σ é constante de Stefan-Boltzmann; t é o tempo.

O trabalho de modelamento consiste em determinar

cada um dos coeficientes do sistema de equações diferenciais acima. Para esta finalidade, foram consideradas as seguintes hipóteses simplificadoras: i) nós bidimensionais (estrutura de casca); ii) superfícies difusas e cinzas; e iii) propriedades térmicas constantes, independentes da temperatura. Os coeficientes das equações diferenciais (1) são calculados automaticamente através do módulo de pré-processamento do pacote PCTER. Os dados de entrada para este módulo são a geometria e a divisão nodal da veneziana, bem como as propriedades termo-ópticas dos materiais envolvidos. No cálculo dos acoplamentos radiativos R_{ij} , utiliza-se o método de Gebhart, o que permite levar em conta as multireflexões da radiação nas superfícies, consideradas cinzas e difusas. As condutâncias B_{ij} são calculadas de forma simplificada, considerando-se unidirecional o fluxo de calor entre nós adjacentes. Assim, $B_{ij} = A_i k / l$, onde A_i é a área da seção transversal ao fluxo, k é a condutividade do material, e l é a distância entre os centros dos nós. A distribuição de temperaturas na veneziana, num dado instante, é obtida discretizando-se, por diferenças finitas, a derivada temporal em (1), resolvendo-se o sistema de equações algébricas resultante. Em regime permanente, impõe-se dT/dt igual a zero em (1), solucionando-se o sistema de equações obtido pelo método de Gauss-Seidel, com peso de relaxação otimizado.

Tendo em vista que o pacote PCTER não é capaz de simular dinamicamente mudanças na geometria do objeto em estudo, desenvolveu-se inicialmente modelos separados para valores diferentes do ângulo θ de abertura das palhetas (0° , 22.5° , 45° , 65.5° ou 90°). Para cada um destes valores, impôs-se uma dissipação de calor constante na base e determinou-se a temperatura média resultante na mesma. Os resultados foram condensados em uma curva da variação da emitância efetiva da veneziana térmica em função de θ . A emitância efetiva ϵ_{ef} , definida pela razão entre a potência líquida Q trocada com o espaço e a potência irradiada, sem a presença das lâminas, por um corpo negro de área A e temperatura T_b iguais à da base da veneziana, é calculada por:

$$\epsilon_{ef} = \frac{Q}{A\sigma T_b^4} \quad (2)$$

Numa etapa posterior, introduziu-se no modelo o efeito do movimento das palhetas devido à presença dos atuadores bimetalicos, combinando-se a curva da emitância, obtida anteriormente, com uma relação linear entre o ângulo das palhetas e a temperatura média da base. Este procedimento tornou possível reproduzir o comportamento dinâmico real da veneziana, considerando o dispositivo como uma superfície irradiadora plana equivalente, cuja emitância varia em função da temperatura da base da veneziana.

VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL

Para validar o modelo matemático proposto acima, construiu-se, de acordo com a configuração básica ilustrada na Figura 2, e testou-se o protótipo de uma veneziana térmica retangular com dois conjuntos paralelos de 8 palhetas móveis ($33\text{cm} \times 33\text{cm} \times 7.5\text{cm}$). Nesta fase do desenvolvimento do projeto não foram utilizados atuadores bimetalicos, os quais serão posteriormente objeto de estudos específicos mais aprofundados. A base irradiadora, as lâminas e os demais elementos estruturais foram fabricados em alumínio 1100, polido quimicamente para aumentar a refletividade. Teflon foi o material escolhido para a

fabricação dos mancais das palhetas móveis. Pintou-se a face externa da base da veneziana com tinta preta poliuretânica MAP PUI, obtendo-se uma emissividade igual a 0.89.

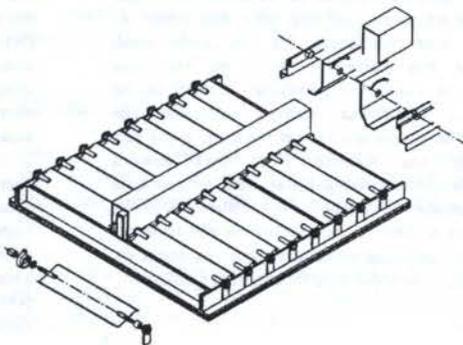


Figura 2: Vista em perspectiva do protótipo da veneziana térmica

Os testes foram realizados em uma câmara de alto vácuo (Figura 3), com as paredes internas resfriadas com a circulação de nitrogênio gasoso a temperaturas criogênicas, para simular as condições ambientais do espaço exterior. Durante o desenrolar dos testes a pressão na câmara foi mantida abaixo de 10^{-6} Torr, e a temperatura da parede fria na faixa de -170°C a -150°C . Instrumentou-se a veneziana com resistências aquecedoras em Kapton coladas à base e 35 termopares (cobre-constantan, AWG 36), suspendendo-a no interior da câmara com o auxílio de fios de poliéster, de baixa condutividade térmica. Para eliminar as perdas radiativas e assegurar uma boa precisão na medida da emissividade efetiva do dispositivo, a face oposta às palhetas da base irradiadora foi recoberta com uma manta de MLI (*multi layer insulation*), constituída por 11 camadas de Mylar aluminizado intercaladas com mantas de tule.

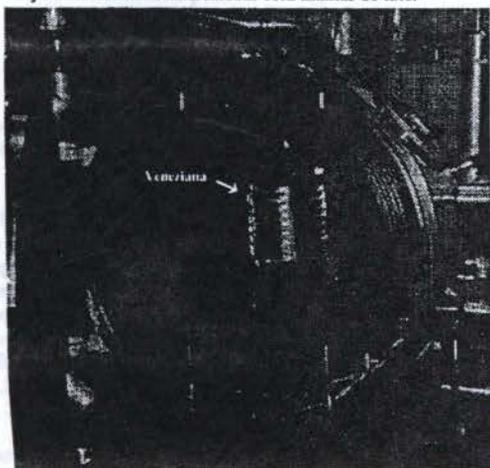


Figura 3: Veneziana térmica instalada dentro da câmara vácuo-térmica.

Determinou-se a emitância efetiva ϵ_{ef} , a partir da equação (2), ajustando-se manualmente o valor do ângulo θ de abertura das palhetas (0° , 22.5° , 45° , 65.5° ou 90°), e regulando-se a seguir a potência dissipada pela resistência aquecedora de modo a obter, em regime permanente, a temperatura média na base irradiadora igual a 0°C ou 30°C .

RESULTADOS

As Figuras 4 e 5 apresentam a variação teórica e experimental da emitância efetiva da veneziana em função do ângulo de abertura das palhetas, para dois níveis de temperatura da base irradiadora. De um modo geral, observa-se uma boa correlação entre os resultados experimentais e as simulações numéricas. Verifica-se, no entanto, que as emitâncias efetivas calculadas são sistematicamente inferiores aos valores medidos, e que esta diferença atinge um máximo (9%) para ângulos intermediários de abertura das palhetas. Esta diferença, já observada na literatura (Plamadon 1964, Ollendorf 1966), pode ser atribuída ao fato do modelo teórico não levar em conta o efeito das reflexões especulares entre as partes da veneziana, considerando todas as superfícies cinzas e difusas.

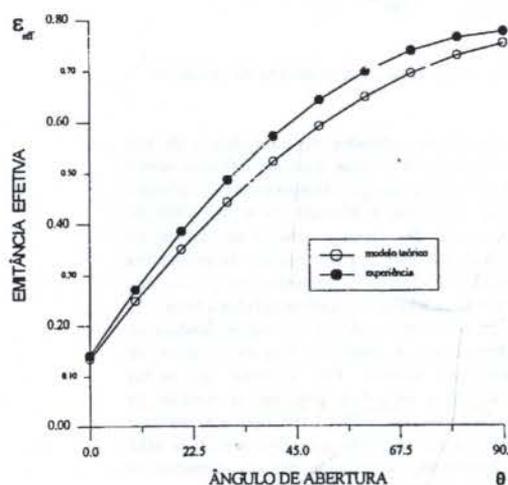


Figura 4: Emitância efetiva da veneziana térmica em função do ângulo de abertura das palhetas para temperatura da base de 0°C.

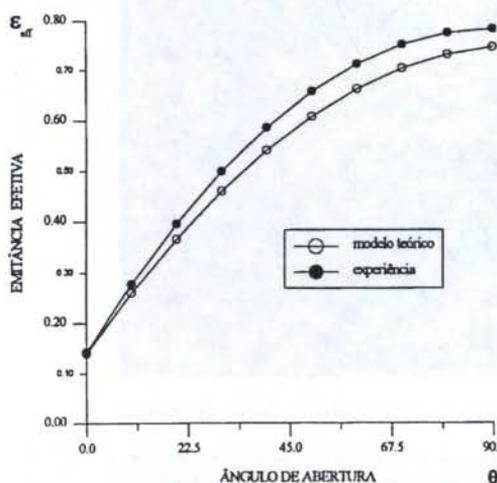


Figura 5: Emitância efetiva da veneziana térmica em função do ângulo de abertura das palhetas para temperatura da base de 30°C.

A Figura 6 mostra a variação simulada da temperatura de equilíbrio da veneziana, equipada com atuadores bimetalícos, em função da potência dissipada na sua base. Assumiu-se que os bimetalícos operam linearmente entre 10° e 20°C, ou seja, as palhetas estão completamente fechadas quando a temperatura da base está abaixo de 10°C e totalmente abertas quando esta ultrapassa 20°C. A título de comparação, plotou-se, nas curvas tracejadas, o comportamento da veneziana supondo as palhetas fixas, sem atuação dos bimetalícos, com ângulos de abertura de 0°, 22.5°, 45°, 67.5° e 90°. Isto equivale a simular o comportamento de radiadores comuns com emitâncias constantes de 0.132, 0.408, 0.571, 0.684, 0.753, respectivamente. Pode-se observar que, enquanto a veneziana térmica é capaz de manter a temperatura na sua base relativamente constante, para uma larga faixa de potência (4 a 26 W), a temperatura dos radiadores pode variar de dezenas ou, mesmo, centenas de graus.

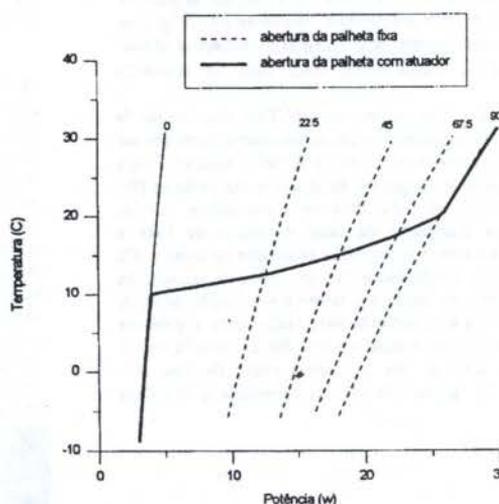


Figura 6: Temperatura da base da veneziana em função da potência dissipada.

Para melhor ilustrar as vantagens das venezianas térmicas em relação aos radiadores convencionais, simulou-se o comportamento dinâmico do dispositivo supondo uma dissipação cíclica, alternando entre 4 e 26 W a cada 1000 segundos. O resultado obtido, apresentado na Figura 7, é comparado com a curva de temperatura de um radiador comum de emitância 0.52, sujeito a mesma carga térmica. Verifica-se que, enquanto a veneziana mantém-se entre 10° a 20°C, a temperatura do radiador comum oscila entre -7° a 35°C.

Observa-se, também, que a vantagem da veneziana será tanto maior quanto maior for a amplitude e o período do ciclo de potência aplicado. Assim, para pequenas variações na potência dissipada localmente ou períodos excessivamente curtos do ciclo de aquecimento/resfriamento, o radiador comum pode ter o mesmo desempenho de uma veneziana térmica. Este fato está ilustrado na Figura 8, onde comparou-se o comportamento da veneziana térmica com um radiador convencional, para um ciclo de potência de período igual a um quinto da simulação anterior.

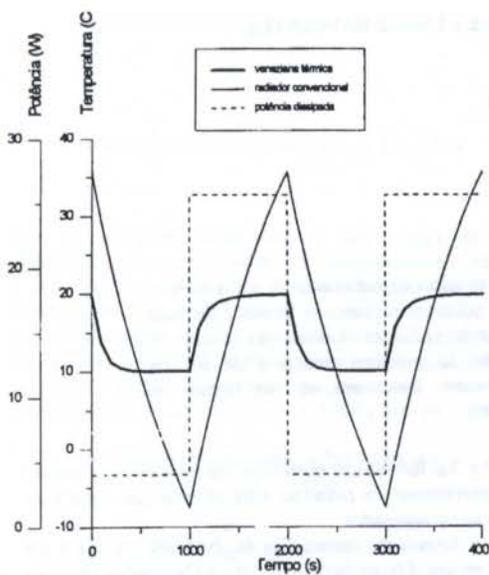


Figura 7: Comportamento transiente da veneziana térmica em comparação com o de um radiador comum, com ciclo de potência de período igual a 2000 s.

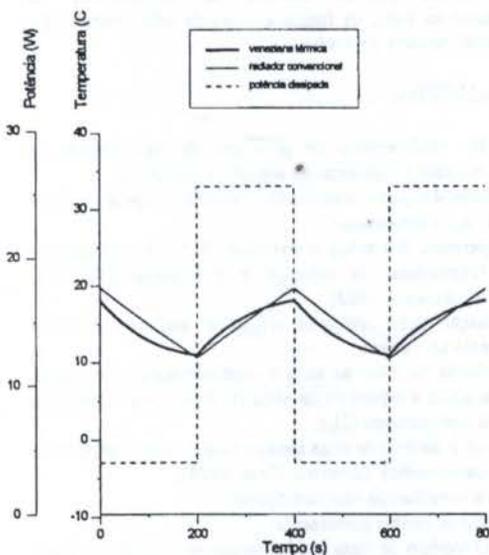


Figura 8: Comportamento transiente da veneziana térmica em comparação com o de um radiador comum, com ciclo de potência de período igual a 400 s.

CONCLUSÃO

O aumento da complexidade e da potência das novas gerações de satélites artificiais tem exigido o emprego de técnicas e ferramentas de controle térmico cada vez mais eficientes. O presente trabalho apresentou uma análise detalhada do comportamento no espaço de uma veneziana térmica retangular do tipo palheta móvel. Determinou-se

numericamente, por um método nodal, a variação da emitância efetiva do dispositivo em função do ângulo de abertura das palhetas. As previsões teóricas foram comparadas com sucesso com resultados obtidos nos testes da primeira veneziana térmica para uso espacial desenvolvida no Brasil.

REFERÊNCIAS

- Bastos, J. L. F., Muraoka, I., Cardoso, H. P., "Pacote de Análise Térmica PCTER", 1 Simposio Brasileiro de Tecnologia Aeroespacial, São José dos Campos, SP, Brasil, 1990.
- Furukawa, M., "Analytical Studies on Design Optimization of Movable Louvers for Space Use", Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 16, pp. 412-425, 1979.
- Hwangbo, H. e Kelly, W. H., "Transient Response of Thermal Louvers with Bimetallic Actuators", AIAA paper no. 80-1539, July, 1980.
- Karam, R. D., "Temperature Distribution on Louvered Panels", Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 16, pp. 92-97, 1979.
- Ollendorf, S., "Effective Emittance of an Insulated Louver System", Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 3, pp. 950-952, 1966.
- Plamadon, J. A., "Analysis of Movable Louvers for Temperature Control", Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 1, pp. 492-497, 1964.

ABSTRACT

Thermal louvers, using movable or rotating shutters over a radiating surface, have gained a wide acceptance as highly efficient devices for controlling the temperature of a spacecraft. This paper presents a detailed analysis of the performance of a rectangular thermal louver with movable blades. The radiative capacity of the louver, determined by its effective emittance, is calculated for different values of the blades opening angle. Experimental results, obtained with a prototype of a spacecraft thermal louver developed at INPE, show good agreement with the theoretical values.

AGRADECIMENTO

Este trabalho teve o apoio do CNPq, sob a forma de bolsa de mestrado para o primeiro autor.

ANÁLISE TÉRMICA DE SISTEMAS DE TUBOS E ALETAS RADIANTES

Marcio Bueno dos Santos - Departamento de Energia
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - Brasil
Sergio Mourão Saboya - Departamento de Energia
Instituto Tecnológico de Aeronáutica - Brasil

RESUMO

O presente trabalho tem por objetivo o estudo das características térmicas de radiadores de tubos e aletas utilizados em satélites artificiais. Para o estudo da radiação é utilizado o chamado "modelo de duas bandas", que permite uma análise fisicamente mais realista de sistemas radiantes. A condução na aleta do radiador é considerada acoplada à radiação. A formulação do problema conduz a um sistema integro-diferencial não linear, o qual foi resolvido numericamente. Determinou-se, em termos de parâmetros físicos e geométricos do problema, a eficiência da aleta.

INTRODUÇÃO

Sistemas de tubos e aletas radiantes, (figura 1), têm importância na refrigeração de componentes de satélites artificiais. Além dos conhecidos artigos de Bartas e Sellers(1960), Sparrow e Eckert(1962) e Sparrow, Jonsson e Minkowycz(1963), encontram-se discussões e referências sobre tais sistemas, considerando-se a interação entre tubos e aleta, para corpos negros ou cinzas(neste caso o problema é somente formulado) nos livros de Sparrow e Cess(1978), Siegel e Howell(1980) e Modest(1993).

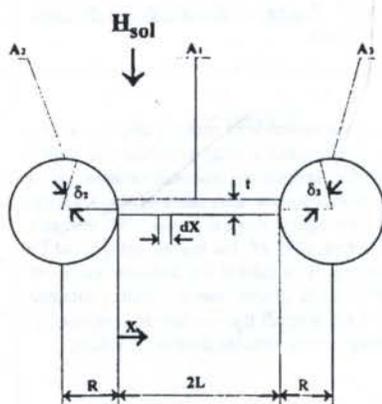


Figura 1- Sistema de tubos e aletas radiantes

Nestes radiadores o calor a ser dissipado é transportado do fluido escoando nos tubos para aleta. Na aleta o calor é conduzido ao longo do seu comprimento. Da superfície desta é dissipado ao espaço na forma de radiação térmica. Como não há convecção no espaço, trata-se de um problema onde o mecanismo de transferência de calor é a radiação acoplada com a condução na aleta. Os modelos de corpos negros ou de corpos cinzas para as superfícies radiantes não são adequados, pois deseja-se que as emissividades sejam maiores que as absorvidades.

Este artigo apresenta a análise térmica de um sistema de tubos aletados no qual há interação radiativa entre os tubos e a aleta, utilizando-se o chamado modelo de duas bandas para

a radiação. Tal formulação possibilita um modelamento realista do comportamento do radiador, pois permite que superfícies seletivas sejam analisadas.

A formulação matemática do problema conduz a um sistema integro-diferencial não linear. As equações integrais determinam as distribuições de radiosidades nas superfícies dos tubos e aleta nas duas bandas consideradas(ondas curtas e infravermelho). A equação diferencial representa o balanço de energia na aleta. Este sistema foi resolvido numericamente, e a solução obtida permite calcular as distribuições de temperaturas na aleta, os fluxos e taxas de calor transferidas por radiação na aleta e no tubo.

MODELAMENTO

No modelamento do problema de transferência de calor no radiador foram feitas as seguintes hipóteses:

- O material do qual é constituído o aparato é opaco, emite e reflete radiação difusamente;
- a temperatura dos tubos é uniforme (T_b) e a condução na direção longitudinal do radiador é desprezível (Sparrow, Jonsson, Minkowycs, 1963);
- a radiação solar incidente (H_{sol}) é uniforme e incide normalmente ao sistema;
- a condução de calor na aleta é unidimensional. Para tanto admitir-se-á que a espessura da aleta (t) é pequena comparada com o seu comprimento ($2L$);
- utiliza-se o modelo de duas bandas para a radiação(espectro solar e infravermelho) (Sparrow, Cess, 1978);
- o meio é considerado não participante;
- considera-se regime permanente.

O modelo de duas bandas baseia-se no fato de que o Sol emite 98% de sua energia radiante na faixa de comprimento de onda entre 0 a $3\mu\text{m}$ (ondas curtas) e que nas temperaturas de operação do radiador a energia emitida será 99,8% nos comprimentos de onda acima de $3\mu\text{m}$ (infravermelho). A idéia do modelo consiste em admitir-se que as superfícies do radiador são cinzas para cada uma das faixas consideradas.

FORMULAÇÃO MATEMÁTICA

Nas equações que se dão a seguir o índice j refere-se às ondas curtas e o índice i ao infravermelho. Os índices numéricos referem-se às superfícies radiantes do sistema, definidas na figura 1.

A potência emissiva total das superfícies do radiador é:

$$e(T) = \int_0^{\lambda_{lim}} e_b e_{\lambda}(\lambda, T) d\lambda + \int_{\lambda_{lim}}^{\infty} e_b e_{\lambda}(\lambda, T) d\lambda \quad (1)$$

onde e_b é a potência emissiva do corpo negro na banda considerada, e as emissividades, λ o comprimento de onda e T a temperatura absoluta. A primeira integral de (1) é praticamente nula, pois a potência emissiva de um corpo negro nas ondas curtas é muito pequena nas temperaturas de operação do radiador. Este fato permite o desacoplamento das equações integrais das ondas curtas das outras equações do sistema integro-diferencial (Franca, 1983 e Saboya, 1987).

As equações integrais das radiosidades são:

$$\beta_{s1} = (1 - \epsilon_{s1}) \left[\int_{\delta_2=0}^{\delta_2(X)} \beta_{s2} dF_{dA_1 \rightarrow dA_2} + \int_{\delta_3=0}^{\delta_3(X)} \beta_{s3} dF_{dA_1 \rightarrow dA_3} + H \right] \quad (2)$$

$$\beta_{s2} = (1 - \epsilon_{s2}) \left[\int_{X \cdot X(\delta_2)}^2 \beta_{s1} dF_{dA_2 \rightarrow dA_1} + \int_{\delta_3=0}^{\delta_3(\delta_2)} \beta_{s3} dF_{dA_2 \rightarrow dA_3} + H \operatorname{sen}(\delta_2) \right] \quad (3)$$

$$\beta_{i1} = \epsilon_{i1} \theta^4 + (1 - \epsilon_{i1}) \left[\int_{\delta_2=0}^{\delta_2(X)} \beta_{i2} dF_{dA_1 \rightarrow dA_2} + \int_{\delta_3=0}^{\delta_3(X)} \beta_{i3} dF_{dA_1 \rightarrow dA_3} \right] \quad (4)$$

$$\beta_{i2} = \epsilon_{i2} + (1 - \epsilon_{i2}) \left[\int_{X=X(\delta_2)}^2 \beta_{i1} dF_{dA_2 \rightarrow dA_1} + \int_{\delta_3=0}^{\delta_3(\delta_2)} \beta_{i3} dF_{dA_2 \rightarrow dA_3} \right] \quad (5)$$

$dF_{dA_i \rightarrow dA_j}$ são os fatores de forma ($i, j=1, 2, 3$); $\delta_2(X)$, $\delta_3(X)$, $\delta_3(\delta_2)$ e $X(\delta_2)$ levam em conta os respectivos limites de visibilidade entre os tubos e aleta. Uma discussão completa da determinação dos fatores de forma encontra-se em Sotos e Stockman(1964).

Devido a simetria do problema tem-se que:

$$\begin{aligned} \beta_{s2}(\delta_2) &= \beta_{s3}(\delta_3) \text{ para } \delta_2 = \delta_3 \\ \beta_{i2}(\delta_2) &= \beta_{i3}(\delta_3) \text{ para } \delta_2 = \delta_3 \end{aligned}$$

Aplicando-se a conservação da energia ao elemento dx (figural) obtém-se a equação diferencial da distribuição de temperatura na aleta:

$$\frac{d^2\theta}{dX^2} = Nc \left[\frac{\epsilon_{i1}}{1 - \epsilon_{i1}} (\theta^4 - \beta_{i1}) - \frac{\epsilon_{s1}}{1 - \epsilon_{s1}} \beta_{s1} \right] \quad (6)$$

As condições de contorno da equação(6) são:

$$\begin{aligned} X=0 \quad \theta &= 1 \\ X=1 \quad d\theta/dX &= 0 \end{aligned}$$

Observa-se que na formulação apresentada considerou-se que há troca de calor por radiação no sistema em somente umas das faces.

As equações (2), (3), (4), (5) e (6) estão escritas em forma adimensional com:

$$X = \frac{x}{L}; \theta = \frac{T}{T_b}; Nc = \frac{L^2 \sigma T_b^3}{kt}; \beta = \frac{B}{\sigma T_b^4}; H = \frac{H_{sol}}{\sigma T_b^4}, \text{ sendo:}$$

k a condutividade térmica, B a radiosidade e σ a constante de Stefan-Boltzmann. Para obter-se maiores detalhes desta formulação consulte-se Franca(1983) e Saboya(1987).

MÉTODO NUMÉRICO DE SOLUÇÃO

O sistema constituído pelas equações (2) a (6), que é um sistema integro-diferencial não linear, é formado por duas partes que são desacopladas matematicamente. A primeira parte, formada pelas equações (2) e (3), que são as equações das radiosidades no espectro solar (ondas curtas), é linear. A segunda, pelas equações (4), (5) e (6), que são as equações das radiosidades no espectro infravermelho (ondas longas) e pela equação diferencial e respectivas condições de contorno, é não linear, devido à presença do termo θ^4 .

O desacoplamento da parte linear em relação ao resto do sistema permite que as equações (2) e (3) possam ser resolvidas separadamente, fornecendo o "input" necessário para a parte não linear. A solução da parte linear foi obtida através do método das substituições sucessivas (Saboya, 1987), utilizando-se a regra de Simpson para a integração numérica. O tratamento da parte não linear é mais complicado, pois exige a solução simultânea das equações integrais (4) e (5) e da equação diferencial (6). O procedimento utilizado foi combinar o método das substituições sucessivas nas equações integrais com uma solução iterativa da equação diferencial. Para tanto foi feita uma linearização do termo θ^4 (Saboya, 1987), baseada num desenvolvimento em série de Taylor em torno de uma estimativa, θ_c , do valor da temperatura θ . Para esta estimativa as equações (4), (5) e (6) formavam um sistema linear, no qual aplicavam-se às equações integrais as substituições sucessivas e à equação diferencial o método de diferenças finitas. Em cada iteração era verificado se o valor de θ_c era igual a θ dentro de uma tolerância especificada. Caso não fosse fazia-se θ igual a θ_c e repetia-se o processo até obter-se a convergência. Maiores detalhes do método podem ser obtidos em Saboya(1987).

TAXAS DE CALOR DISSIPADAS PELA ALETA E PELOS TUBOS

Após a solução das equações (2) a (6), através do método numérico descrito acima, podemos determinar as taxas dimensionais de calor na aleta e nos tubos, que são dadas pelas seguintes equações:

$$NQ_a = \int_0^l \left[\frac{\epsilon_{i1}}{1-\epsilon_{i1}} (\theta^4 - \beta_{i1}) - \frac{\epsilon_{s1}}{1-\epsilon_{s1}} \beta_{s1} \right] dX \quad (7)$$

$$NQ_t = \frac{R}{L} \int_0^{\pi/2} \left[\frac{\epsilon_{i2}}{1-\epsilon_{i2}} (1 - \beta_{i2}) - \frac{\epsilon_{s2}}{1-\epsilon_{s2}} \beta_{s2} \right] d\delta_2 \quad (8)$$

$$NQ_{tot} = NQ_a + NQ_t \quad (9)$$

onde:

$$NQ_a = \frac{Q_a}{Lw\sigma T_b^4} = \text{taxa dimensional de calor na base da aleta,}$$

$$NQ_t = \frac{Q_t}{Lw\sigma T_b^4} = \text{taxa dimensional de calor no tubo, sendo } w \text{ a dimensão longitudinal do radiador e,}$$

NQ_{tot} = taxa dimensional total de calor.

A eficiência da aleta (η), é definida como sendo a relação entre a taxa de calor da aleta pela taxa de calor de uma placa plana com as mesmas características radiativas da aleta e com temperatura uniforme T_b .

$$\eta = \frac{NQ_a}{\epsilon_{i1} - \epsilon_{s1}} \quad (10)$$

RESULTADOS E DISCUSSÃO

A seguir será feita a apresentação de resultados obtidos através do método numérico apresentado anteriormente, para uma faixa de valores de Nc e R/L , com os respectivos valores de $\epsilon_i=0,8$, $\epsilon_s=0,2$ e $H=1,5$. A figura 2 mostra os valores das curvas de eficiência da aleta(η), em função Nc para diversos R/L . Observa-se que menor Nc têm-se maiores valores de η , ou seja quanto menor Nc melhor o desempenho da aleta para um R/L fixado. Este comportamento pode ser explicado através do exame da definição de Nc e dos perfis de temperatura na aleta mostrados na figuras 5. O parâmetro Nc é definido por:

$$Nc = \frac{L\sigma T_b^3}{kt/L} \quad (11)$$

Este parâmetro é a relação das condutâncias de calor transferidos por radiação e por condução. Um valor relativamente baixo de Nc significa predominância da condução na aleta sobre a radiação. Isto significa que existe uma maior facilidade para o calor ser conduzido numa aleta de Nc baixo do que numa de Nc alto. Em consequência disso nas aletas com menores valores de Nc as variações de temperatura são

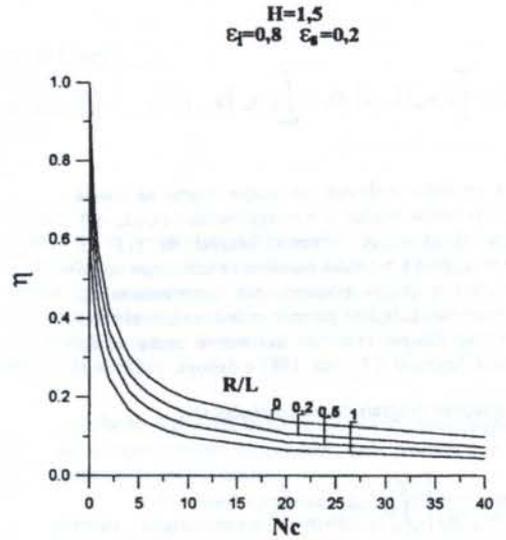


Figura 2 - Eficiência da aleta.

menores do que nas aletas com Nc relativamente maiores, como pode ser comprovado na figura 5. Portanto as temperaturas médias das aletas com Nc menores são maiores, o que provoca uma maior perda por radiação.

Nota-se também na figura 2 que a eficiência diminui com R/L . Isto é consequência da interação aleta-tubo como será discutido a seguir.

O parâmetro η/η_0 é a razão entre a eficiência de uma aleta num radiador no qual há interação radiativa com os tubos e a eficiência de uma aleta com as mesmas características radiativas na ausência de tubos, isto é, uma placa plana. Numa placa plana a eficiência depende apenas de Nc , não sofrendo influência da geométrica. Portanto, η/η_0 é medida do efeito dos tubos sobre o desempenho da aleta. A figura 3 mostra exatamente este efeito. Observa-se que

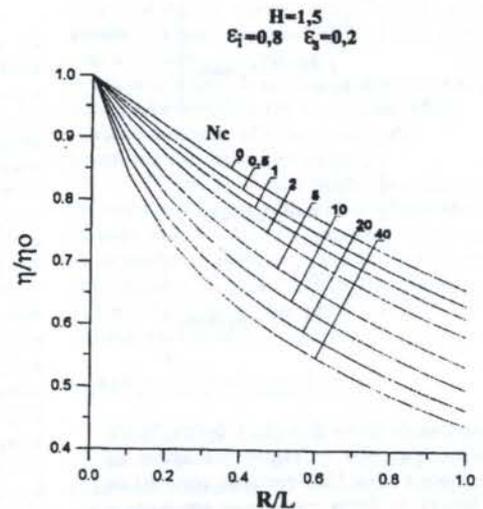


Figura 3 - Efeito dos tubos na eficiência da aleta

quanto maior R/L menor η/η_0 . Isto ocorre devido a incidência de radiação proveniente dos tubos. Esta incidência diminui a transferência de calor líquida da aleta. Há, também, um aumento nos níveis de temperaturas, como pode ser observado na figura 5. Tem-se portanto, dois efeitos concorrentes: a incidência da radiação dos tubos, tendendo a diminuir o desempenho da aleta, e o aumento dos níveis de temperaturas, tendendo a aumentá-la. Os resultados mostram que o primeiro efeito sobrepuja o segundo.

A figura 4 apresenta o desempenho da aleta em função de R/L, tendo como parâmetros diversos Nc. Esta figura ilustra a relativa combinação das taxas de calor dissipadas na aleta e nos tubos. Sendo assim, ela indica a faixa na qual é favorável a utilização de aletas em radiadores. Observa-se que o aumento de Nc e R/L, conduz a um decréscimo de NQ_a/NQ_{tot} , levando a uma situação limite para um determinado Nc e R/L, a partir da qual a aleta contribui muito pouco na taxa total de calor dissipado. Esta situação limite vai depender, evidentemente, dos critérios e exigências do projeto de um radiador específico.

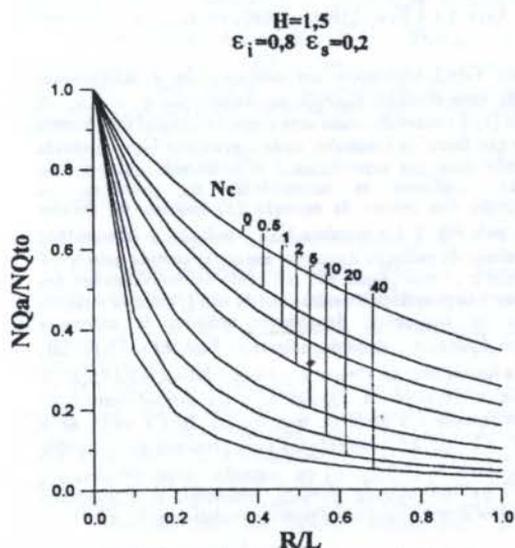


Figura 4 - Desempenho da aleta

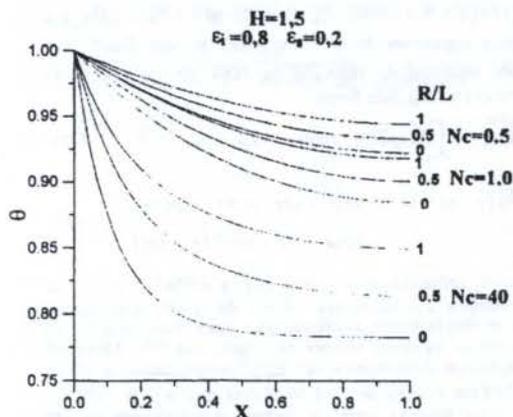


Figura 5 - Perfis de temperatura

CONCLUSÕES

Mostrou-se que a aplicação do modelo de duas bandas conduz a uma solução fisicamente realista do problema de transferência de calor em radiadores de tubos aletados. Os resultados obtidos permitem uma explicação dos mecanismos que determinam essa transferência, principalmente em termos dos parâmetros Nc e R/L. Analisou-se o desempenho da aleta, através do qual pode-se determinar a faixa dos parâmetros físicos e geométricos para projetos de radiadores.

REFERÊNCIAS

- Bartas, J.G., Sellers, W.H., "Radiation Fin Effectiveness", *Journal Heat Transfer*, C82, pp.73-75, 1960.
- Franca, L.L.C.P., "Aplicação do Modelo de Duas Bandas na Formulação de um Aparato em Forma de Colméia de Abelha para Absorver Energia Solar.", Dissertação de Mestrado, Departamento de Engenharia Mecânica, PUC, Rio de Janeiro, 1983.
- Modest, M.F., "Radiative Heat Transfer", McGraw-Hill, New York, 1993.
- Saboya, S.M., "Análise Térmica de Coletor Solar com Absorvedor Aletado". Tese de Doutorado, ITA, São José dos Campos, 1987.
- Siegel, R., Howell, J.R., "Thermal Radiation Heat Transfer", McGraw-Hill, New York, 1972.
- Sotos, C.J., Stockman, N.O., 1964, "Radiant-Interchanger View Factors and Limits of Visibility for Differential Cylindrical Surfaces with Parallel Generating Lines", *NASA TN D-2556*, 1964.
- Sparrow, E.M., Cess, R.D., "Radiation Heat Transfer", Augmented Edition, Hemisphere, Washington, 1978.
- Sparrow, E.M., Eckert, E.R.G., "Radiant Interaction between Fin and Base Surfaces.", *Journal of Heat Transfer*, C84, pp. 12-18, 1962.
- Sparrow, E.M., Jonsson, V.K., Minkowycs, W.J., "Heat Transfer from Fin-Tube Radiators including Longitudinal Heat Conduction and Radiant Interchange between Longitudinally Nonisothermal Finite Surfaces.", *NASA TN D-2077*, 1963.

ABSTRACT

This paper presents a study of the thermal characteristics of tube and fin radiators. The "two band model" is applied to radiation, giving a better physical description of the system. Conduction heat transfer in the fin is considered coupled with radiation. The mathematical formulation leads to a non linear integro-differential system of equations, which is numerically solved. Fin performance has been computed as a function of the radiator physical and geometrical parameters.

ASPECTOS EXPERIMENTAIS DA TÉCNICA DO SENSORAMENTO
REMOTO UTILIZADA NA DETERMINAÇÃO DE PERFS DE
TEMPERATURA EM MEIOS SEMI-TRANSPARENTES

SEVERINO RODRIGUES DE ARAÚJO - Departamento de Tecnologia
Mecânica/CT, Universidade Federal da Paraíba - 58.059-900 João Pessoa - Pb
JEAN-FRANÇOIS SACADURA - Centre de Thermique (CETHIL), Institut
National des Sciences Appliquées de Lyon - 69.621 Villeurbanne França

SUMÁRIO

O objetivo deste estudo é apresentar um procedimento experimental de restituição do campo de temperaturas em meios semi-transparentes sólidos vítreos, aplicando técnicas de sensoramento remoto. Das equações básicas, estabelece-se um critério de determinação dos parâmetros de sensoramento. Após a descrição geral da bancada óptica utilizada e a definição do material de teste, levantam-se as curvas de temperatura de radiação, permitindo a determinação do perfil de temperaturas das amostras mediante um algoritmo numérico.

INTRODUÇÃO

A caracterização de propriedades e a determinação do campo interno de temperaturas de meios semi-transparentes (MST) têm sido constantemente abordadas por pesquisadores ao longo de quatro décadas. O uso de sondas de contato (termopares, por exemplo) tem mostrado uma série de dificuldades, principalmente, devido a possibilidade de perturbar a medida, fornecendo resultados imprecisos. Às vezes, o MST a ser medido é inacessível, como nos estudos de atmosferas planetárias ou mesmo de estrelas longínquas ou então de difícil acesso, como no caso da atmosfera terrestre. Para superar essas dificuldades, novas técnicas foram desenvolvidas. Indicado para superar problemas relacionados com a astrofísica e a geofísica, o sensoramento remoto mostrou-se ser uma técnica também aplicável em alguns domínios industriais para a elaboração de certos materiais industriais, tais como os vidros.

As medidas de radiação segundo vários canais de comprimentos de onda, indo da região opaca até aquela transparente do MST, são obtidas com a ajuda de um sensor ao qual está associado um sistema óptico, compreendendo principalmente um monocromador e um sistema de aquisição de dados. Esta técnica é atrativa principalmente pelo aspecto não intrusivo da sonda, porquanto o MST está distante da montagem metrológica. A análise de Fourier pode ser aplicada para a determinação dos parâmetros de sensoramento, tais como o número, $N_{s,\lambda}$ e $N_{s,\xi}$, e profundidades, λ_i e ξ_i , dos canais espectrais e espaciais, respectivamente, além da estimativa das resoluções espectrais locais, $\delta\lambda_i$, envolvidas nas medições (Gautier e Revah 1975, Araújo 1994).

Os estudos concernentes ao uso do sensoramento remoto em MST vítreos, tanto no aspecto teórico (equação a ser invertida e técnica numérica), quanto na utilização de um aparato experimental (montagem metrológica), foram iniciados, efetivamente, a partir dos anos '70, com Chupp e Viskanta (1972), seguido por Pauzin (1979), Ferré (1988), Araújo (1994) e Sakami (1994), dentre outros. Uma vasta gama de tópicos foi detalhadamente abordada, tais como os vários modelos físicos empregados, as técnicas numéricas testadas (linear e não linear) e as concepções variadas de montagens metrológicas.

PARÂMETROS DE SENSORAMENTO

A Equação de Base. A técnica do sensoramento aplicada a um problema inverso sobre um MST qualquer pode ser descrito por uma equação integral, contendo as seguintes grandezas adimensionais: a função-fonte $F(\nu, \xi)$, caracterizando a grandeza desconhecida, e o núcleo $K(\nu, \xi)$ chamado também função de transmissão, cujo papel é o de "transmitir" a contribuição ou influência do meio e de suas fronteiras ao problema inverso. No intervalo entre $\xi = y/L$ (y , variável geométrica na direção vertical e L , a espessura, supondo um MST plano infinito nas direções x e z) e $\xi + \Delta\xi$ contido numa região desse meio, a quantidade medida vale $F(\nu, \xi)K(\nu, \xi)\Delta\xi$, que é a intensidade total de radiação sendo dada pela integral para $\Delta\xi \rightarrow 0$,

$$G(\nu_i) = \int_0^1 F(\nu_i, \xi) K(\nu_i, \xi) d\xi, \quad i = 1, 2, \dots, n. \quad (1)$$

O termo $G(\nu_i)$ representa um conjunto de n informações definidas num domínio discreto de frequências $\nu_1, \nu_2, \dots, \nu_n$. A equação (1) é conhecida como uma equação integral de primeira espécie não linear de Fredholm, onde a grandeza $G(\nu_i)$ é obtida de acordo com um procedimento experimental qualquer ou simulado, conforme as necessidades do problema. A identificação dos termos da equação (1) baseada no detalhe exibido pela Fig. 2 é a seguinte: $G(\nu_i) = I_{\nu_i}^+(\mu'_k)$ (intensidade adimensional de radiação direcional espectral emitida pelo MST na direção $\mu'_k = \cos\theta'_k$, que leva em conta as interreflexões das interfaces e as propriedades radiativas do MST, além da emissão da face do aquecedor, dependente também da espessura espectral óptica, $\tau_{L,i}$, definida adiante); $F(\nu_i, \xi) = I_{\nu_i}^0 [T(\xi)]$, função adimensional de Planck; e o núcleo $K(\nu_i, \xi) = K(\nu_i, \xi, \mu'_k)$, incluindo a dependência angular μ'_k . Os procedimentos de inversão fornecem o perfil de temperatura $T(\xi)$ a partir de n valores de $I_{\nu_i}^+(\mu'_k)$ fundamentados num processo de varredura em frequência ν_i ($i=1, 2, \dots, n$) ou segundo várias direções μ'_k ($k=1, 2, \dots, n$). No presente trabalho, contempla-se a varredura espectral na direção normal de emissão radiativa, $\mu' = 1$ e $k=1$.

A Equação de Convolução. A sistemática de determinação do conjunto de pontos correspondentes aos canais de sondagem (seja em frequência ν ou comprimentos de onda λ) necessita de uma separação de variáveis sobre $F(\nu_i, \xi)$, do tipo $F(\nu_i, \xi) = f(\nu_i) \cdot X(\xi)$. Efetuando uma mudança de variável, $\gamma_i = \ln[1/\tau_{L,i}(\nu_i)]$ e $\eta = \ln(1-\xi)$, fazendo $g(\nu_i) = G(\nu_i)/f(\nu_i)$ e definindo a espessura óptica $\tau_{L,i}(\nu_i) = \kappa(\nu_i)L$ em função do coeficiente espectral de absorção do MST $\kappa(\nu_i)$, permite-se reescrever (1) na seguinte forma:

$$g(\gamma_i) = \int_0^1 X(\eta) K(\gamma_i, \eta) d\eta, \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (2a)$$

$$K(\gamma_i, \eta) = \{1 + \bar{\rho}, \exp[-2 \exp(-\gamma_i)(1 - \exp(\eta))]\} \times \exp\{-\gamma_i - \eta - \exp[-\gamma_i - \eta]\} \quad (2b)$$

Para $\bar{\rho} = 0$, refletividade espectral efetiva do MST, as curvas correspondentes aos diferentes valores de γ_i são semelhantes entre si e simplesmente transladadas, umas com relação às outras, com os máximos sempre ocorrendo em $\gamma = \eta$, tomando (2b) função da diferença $\gamma_i - \eta$. Esta característica é ainda observada para valores de $\gamma < -1$, qualquer que seja o valor de $\bar{\rho}$. De uma maneira geral, a forma repetitiva das curvas

geradas por (2b) existe sempre, desde que a inequação abaixo seja satisfeita:

$$\bar{\rho}_v \exp[-2 \exp(-\gamma_i)(1 - \exp(\eta))] \ll 1 \quad (2c)$$

válida para $\gamma_i < -1$, $\forall \bar{\rho}_v$. Estas conclusões permitem estender o limite superior da integral contida em (2a), de $0 \rightarrow +\infty$, e tomar (2b) sempre em função da diferença $\gamma_i - \eta$. Assim, a equação (2a) torna-se, formalmente, igual àquela que descreve o problema clássico da observação de um sinal de impulsão $\tilde{X}(\eta)$, na entrada de um sistema eletrônico qualquer, deformado por uma resposta impulsional $K(\eta)$. O sinal de saída é obtido graças a uma integral de convolução. A caracterização dos parâmetros de sensoramento relativa a esta integral segue aqui um procedimento desenvolvido por Gautier e Revah (1975) em atmosferas planetárias e estendida para MST vítreos por Ferré (1988) e por Araújo (1994).

Principais Etapas. São elas:

(1°) Conversão da integral de convolução (2a) no conhecido produto de transformadas de Fourier (TF):

$$\tilde{g}^*(k) = \tilde{X}^*(k) \cdot K^*(k) \quad (3)$$

sendo k a variável independente do espectro de frequência adimensional no espaço de Fourier;

(2°) Redefinição das funções $\tilde{X}(\eta) = X(\eta)f_f(\eta)$ no intervalo $\eta_{inf} \leq \eta \leq \eta_{sup}$, e $\tilde{g}(\gamma_i)$ em $\gamma_{inf} \leq \gamma \leq \gamma_{sup}$ sendo $f_f(\eta)$ uma função-janela $f_f(\eta) = 1 | \eta \in [\eta_{inf}, \eta_{sup}]$ ou $f_f(\eta) = 0 | \eta \notin [\eta_{inf}, \eta_{sup}]$ para satisfazer as condições de existência das TF:

$$\tilde{g}^*(k) = \tilde{X}^*(k) \cdot K^*(k) \quad (4a)$$

$$K^*(k) = \Gamma(1 + ik) \quad (4b)$$

onde Γ é a função gama e i , o número complexo $\sqrt{-1}$;

(3°) Novos intervalos das funções $\tilde{g}(\gamma_i)$ e $\tilde{X}(\eta)$ definidos, respectivamente, por $\delta\gamma_i$ e $\delta\eta_i$, e obtidos através de $\delta\gamma_i = \delta\eta_i = 2\pi/k_s$, onde k_s é a frequência de amostragem de acordo com o critério de Shannon $k_s \geq 2k_m$, sendo k_m a frequência de corte;

(4°) Definição da frequência de corte k_m ligada ao conceito de ruído espectral $E^*(k)$, caracterizada por $\tilde{g}^*(k_m) \cong E^*(k_m)$. Esta aproximação sugere que, para as faixas de altas frequências $k > k_m$, a componente $\tilde{g}^*(k)/K^*(k)$ torna-se maior que aquela da função incógnita $\tilde{X}^*(k)$. Assim, além da frequência de corte k_m , as amplitudes do espectro medidas $\tilde{g}^*(k)$ correspondentes aos valores experimentais são constituídos essencialmente de ruídos;

(5°) Definição de uma nova frequência de amostragem k_s , maior que aquela de Shannon, k_s : $k_s = 1.1k_m / \sqrt{\epsilon_s} \cdot S/B$, sendo ϵ_s e S/B , respectivamente, o erro sistemático de interpolação e a relação sinal/ruído. A nova frequência de amostragem k_s , após os devidos cálculos, vale $k_s = 3.5k_m$, o que corresponde, em termos de intervalo, $\delta\gamma_s = \delta\gamma_s/3.5$;

(6°) Cálculo da quantidade e da profundidade dos canais espaciais (profundidade geométrica do MST) e espectrais, além dos coeficientes espectrais de absorção intermediários:

$$N_{s,\lambda} = \frac{\Delta\eta}{\delta\eta_s} + 1 \quad (5a)$$

$$\xi_{i+1} = 1 - (1 - \xi_i) \exp\left(-\frac{\pi \Delta\eta}{3.5 \Delta\gamma k_m}\right) \quad (5b)$$

$$N_{s,\lambda} = \frac{3.5}{\pi} \Delta\gamma k_m + 1 = f(S/B) \quad (5c)$$

$$\kappa_{v,i+1} = \kappa_{v,i} \exp\left(\frac{\Delta\gamma}{N_{s,\lambda} - 1}\right) \quad (5d)$$

onde $\Delta\gamma$ é dado por $\Delta\gamma = \gamma_{inf} - \gamma_{sup} = \ln(\kappa_{v,mp}/\kappa_{v,inf})$ e $\Delta\eta$ a ser definido logo mais;

(7°) TF da função $\tilde{X}(\eta)$. Nesta etapa, considerar-se-á, em primeira aproximação, um perfil linear no interior do MST. Como consequência, a função $\tilde{X}(\eta)$ e sua TF valem, respectivamente,

$$\tilde{X}(\eta) = X(\eta) = \exp(\eta) \quad (6a)$$

$$\tilde{X}^*(k) = \frac{1}{2\pi(1+k^2)} (1+ik) \quad (6b)$$

Através de (6a), toma-se $\Delta\eta \cong 4$, com um erro inferior a 2%;

(8°) Módulo da amplitude relativo às medidas. Considerando as amplitudes dos espectros de (4b) e (6b), pode-se aceder ao módulo da amplitude das medidas:

$$\left| \frac{\tilde{g}^*(k)}{\tilde{g}^*(0)} \right| = \left| \frac{\tilde{X}^*(k)}{\tilde{X}^*(0)} \right| |K^*(k)| \quad (7)$$

O resultado (7), mostrado pela Fig. 1, coloca em evidência de uma forma clara a ação de filtragem da função-núcleo $K^*(k)$ sobre a função-fonte $\tilde{X}^*(k)$ no espaço complexo;

(9°) O problema da caracterização dos parâmetros de sensoramento é finalizado mediante um procedimento iterativo, envolvendo (5), (6b) e (7): (a) a fixação do número máximo de canais, N_{max} ; escolha do material, da faixa de variação espectral e do coeficiente espectral de absorção; (b) cálculo do intervalo $\Delta\gamma$; (c) determinação do intervalo $\delta\gamma_i$; (d) determinação dos coeficientes espectrais de absorção, dos canais espectrais e espaciais, e das resoluções espectrais locais, nos pontos intermediários $i+1$ até $i=N_{max}$; (e) listagem final. A Tab. 1 fornece um exemplo resultante desse procedimento.

BANCADA ÓPTICA DE MEDIDAS

Concepção da Montagem. Levando-se em conta o posicionamento dos MST, doravante chamados de amostras colocadas horizontalmente sobre o porta-amostra, a detecção, segundo um critério de varredura espectral, será feita normalmente a superfície emissora.

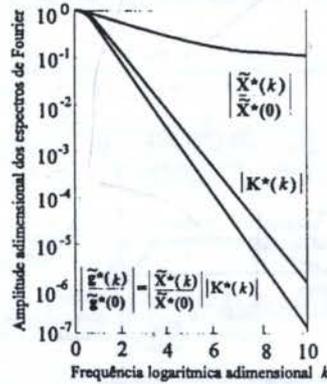


Fig. 1 - As amplitudes dos espectros de Fourier em função da frequência logarítmica k .

Pontos	Canais		Resolução Espectral local $\delta\lambda$ (μm)
	Espacial ξ_i (-)	Espacial λ_i (μm)	
1	0.0000	2.6000	0.05130
2	0.6266	2.6949	0.03588
3	0.8605	2.7250	0.01783
4	0.9479	2.7587	0.02095
5	0.9805	2.8000	0.02347

Tab. 1 - Valores dos parâmetros do sensoramento remoto, considerando: material vítreo: float n° 5 (definido adiante); faixa espectral: 2,6 a 2,8 μm ; faixa do coeficiente espectral de absorção: 400 a 900 m^{-1} ; intervalo total: $\Delta\gamma = 0,81$; frequência de corte: $k_m = 4,5$; sinal/ruído, $S/B = 1,0 \cdot 10^5$; n° de canais espaciais e espectrais: 5.

O conjunto (bloco aquecedor, amostras, porta-amostras e o circuito de resfriamento) está instalado no interior de um envoltório cilíndrico de vidro de dimensões $\phi 500\text{mm} \times 480\text{mm} \times 10\text{mm}$ (espessura), no interior do qual existe o vácuo secundário da ordem de 10^{-5} mbar. No banco óptico existem uma fonte de radiação (amostras e corpo negro), um monocromador e um sensor de radiação. Sobre o caminho óptico, encontram-se espelhos planos e esféricos, dentre outros componentes.

Descrição da Aparelhagem de Medida. De acordo com a concepção da montagem experimental, a radiação térmica oriunda da amostra é enviada para um sistema de detecção. Para isso, uma bancada completa foi concebida e instalada, conforme o esquema da Fig. 2. Os principais elementos são: a fonte (conjunto porta-amostra/amostra), o corpo negro (referência ou calibração), o monocromador do tipo rede de difração (seleção dos canais espectrais) e o sensor, todos incluídos no banco óptico. Um espelho plano pivotante orienta para a cadeia de medida o feixe proveniente, ora do dispositivo experimental, ora do corpo negro. O feixe radiativo produzido pela fonte (amostra ou corpo negro) é convertido em sinal elétrico pelo sensor que é enviado a um amplificador do tipo síncrono, todo o conjunto sendo pilotado por um micro-computador. A determinação da propagação dos citos experimentais mostrou que, com uma probabilidade de 99%, a precisão sobre o conjunto de medidas efetuadas do campo de intensidades espectrais normais com a aparelhagem completa está contida no intervalo $[-6\%; +6\%]$, considerando uma largura de fenda do monocromador de 0,5 mm, para um comprimento de onda de 3 μm e uma temperatura do corpo negro de 621 ± 2 K.

Escolha do Material Semi-transparente. A família dos silico-sodocálcicos, conhecida como vidro float com teor de Fe_2O_3 variável foi a escolhida, por ser um material muito difundido no meio industrial, sobretudo como matéria prima para o condicionamento de produtos comerciais. Além disso, suas propriedades ópticas são disponíveis na literatura (Banner 1990). Dois tipos de vidros foram escolhidos: o n°1 com 0,09% de Fe_2O_3 e o n°5 com 3,5%, dentre outros óxidos contidos. Para cada material, três amostras foram fabricadas no formato de disco ($\phi 100$ mm) com espessuras de 10, 20 e 30 mm. Os valores do coeficiente espectral de absorção variam na faixa de 1 a 1000 m^{-1} .



Fig. 2 - Esquema da montagem metrológica.

DISCUSSÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Obtenção das Intensidades Espectrais Normais. As intensidades espectrais emitidas pelas amostras são determinadas indiretamente com base na temperatura de radiação. Igualando a emissão espectral do MST, na bancada de medida, com aquela do corpo negro, cuja temperatura é conhecida, associa-se, ao feixe radiativo proveniente do MST, uma temperatura de radiação. Mediante a função de Planck e conhecida a emissividade espectral do MST, calcula-se a intensidade espectral de radiação. Após os procedimentos iniciais de funcionamento da aparelhagem completa, a operação de determinação da temperatura dita de radiação consiste em: (a) fixação de um comprimento de onda do monocromador; (b) registro do sinal elétrico associado a emissão da amostra; (c) registro do sinal elétrico associado a emissão do corpo negro; (d) verificação da diferença entre os sinais elétricos registrados; (e) se os sinais são iguais dentro de uma precisão estabelecida, passa-se a etapa seguinte; se, entretanto, eles são diferentes, modifica-se a alimentação elétrica do corpo negro atuando sobre o seu controle de temperatura e, após estabilização, retorna-se ao 2º passo; (f) registro da temperatura de radiação correspondente ao canal espectral escolhido; (g) se ainda restam canais espectrais a serem varridos, retorna-se ao 1º passo; caso contrário, passa-se ao passo seguinte; (h) registro geral dos resultados obtidos da sessão experimental.

Todas estas etapas foram pilotadas por um micro-computador HP 9000 série 200, modelo 217, contendo uma unidade central de aquisição de dados HP 3497A.

Curvas Experimentais das Temperaturas de Radiação. A primeira medida da temperatura de radiação efetuada, $T_{rad,2}$, é a da superfície para um comprimento de onda de 5 μm que permite calcular a temperatura de superfície das amostras, cujo valor encontra-se registrado na Fig. 5. A Fig. 3 reúne os resultados das temperaturas de radiação por tipo de amostra (vidros n°1 e n°5) posicionada sobre o porta-amostra. Na Fig. 4, resultados semelhantes são exibidos por tipo de porta-amostra, cada gráfico exibindo amostras de dois tipos de vidro (n°1 e n°5).

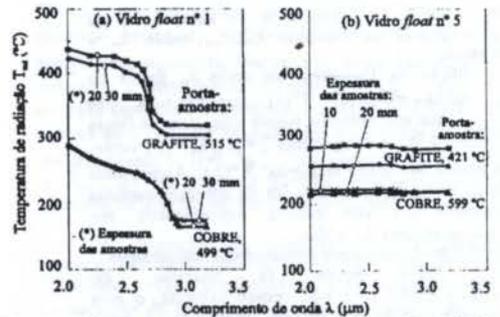


Fig. 3 - Valores experimentais das temperaturas de radiação T_{rad} ($^{\circ}\text{C}$) dos dois materiais testados, em função do comprimento de onda λ (μm).

Curvas da Intensidade de Radiação. A Fig. 4 (a) e (b) ilustra também o comportamento do vidro n°1 com relação às intensidades espectrais de radiação emitidas pelo MST, cujas amostras de 10 mm de espessura são posicionadas nos dois porta-amostras (grafite a 515°C e cobre a 499°C). A tendência de crescimento da intensidade espectral de radiação na 3ª região ($\lambda > 2,8 \mu\text{m}$) é facilmente explicada através da equação de Planck. Nesta região, onde a temperatura de radiação é sensivelmente constante, o seu valor e aqueles de comprimentos de onda são tais que esta zona espectral corresponde a parte montante da curva de Planck. Na 1ª região ($\lambda < 2,6 \mu\text{m}$), o fenômeno é mais complexo pois, tratando-se de uma região de comportamento transparente, o sensor poderia captar também uma parte da intensidade proveniente da superfície do porta-amostra. Assim, para uma variação fraca da temperatura de radiação, a lei de Planck explicaria ainda esta tendência, através da diminuição do comprimento de onda. O comportamento do vidro n°1 é do tipo muito absorptivo, na região de semi-transparentência ($2,6 < \lambda < 2,8 \mu\text{m}$), atenuando o envio do feixe para o sistema de detecção, o que se traduz numa

diminuição tanto das intensidades espectrais quanto das temperaturas de radiação.

Resultados do Método de Inversão. O método do sensoramento remoto para o cálculo do campo de temperaturas no interior das amostras é realizado mediante uma técnica numérica para resolver a equação (1). O método escolhido é o conhecido algoritmo de Chahine (1974). Durante o processo iterativo, em cada passo intermediário de cálculo, é necessário, para assegurar a convergência, um ajuste de pontos. Como foi considerado neste trabalho perfis do tipo linear no interior das amostras, era de se esperar resultados lineares, após a aplicação dos métodos usuais de ajustes de curvas. Os resultados finais são apresentados na Fig. 5 (a) e (b) e confrontados com duas temperaturas: uma da superfície superior da amostra, em $\xi=0$, medida por termopar, e outra, plotada em $\xi=1$, correspondente a superfície superior do aquecedor, obtida mediante o banco radiométrico. Utilizaram-se dois canais espectrais: 4 e 16.

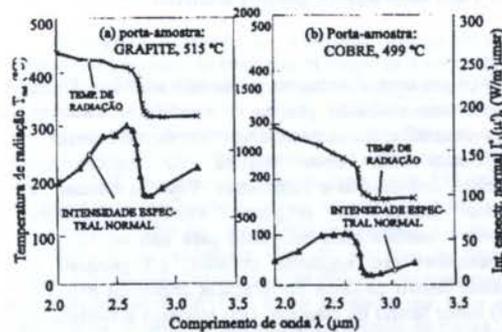


Fig. 4 - Valores calculados das intensidades espectrais normais $I_{\lambda}(\tau_{\lambda}, \mu')$, a partir das temperaturas de radiação T_{rad} , em função do comprimento de onda λ (μm).

CONCLUSÃO

Na concepção do procedimento experimental, duas condições foram observadas: uma relativa a escolha do material dos MST e outra concernente ao porta-amostra. O MST escolhido para testar a técnica do sensoramento remoto foi um sólido vítreo, fixando-se em dois materiais, representando os extremos na escala de teor em Fe_2O_3 , com amostras mais brancas, pobres em óxido de ferro (vidro float n° 1), contrastando com aquelas mais acinzentadas (vidro float n° 5) ricas em óxidos. Com relação aos porta-amostras, dois materiais foram escolhidos: um em grafite, com emissividade normal média da ordem de 0,65 e outro em cobre polido, com emissividade baixa, da ordem de 0,05.

As condições opostas, tanto no que diz respeito as amostras (vidro n° 1 versus o n° 5), quanto aos porta-amostras (superfície do aquecedor, cobre versus grafite) foram manipuladas de tal maneira que as combinações amostra de vidro n° 1/porta-amostra de cobre e o vidro n° 5/grafite apresentaram resultados que, dentro da limitação da experiência, podem ser considerados satisfatórios. De uma maneira geral, os resultados do estudo atestam, de uma parte a viabilidade da técnica do sensoramento remoto, permitindo a restituição de campos de temperatura interna de MST vítreos e, de outra parte, o bom funcionamento da montagem experimental, garantindo a obtenção das intensidades espectrais normais emitidas pelo MST, segundo uma varredura de canais em comprimentos de onda.

Na técnica do sensoramento remoto, o algoritmo numérico para resolver a equação integral (1) desempenha um papel importante. O método de Chahine (1974), muito utilizado na geofísica e astrofísica, necessita de um ajuste dos pontos obtidos a cada passo iterativo, para que a convergência seja completada. Os resultados apresentados na Fig. 5 mostram que os perfis obtidos, lineares por conta do ajuste exigido pelo método numérico, estão próximos da temperatura medida na superfície das amostras (medição realizada por técnica radiométrica na faixa opaca dos materiais testados) e são compatíveis com aquelas da superfície superior do porta-amostra (medidas através de termopares).

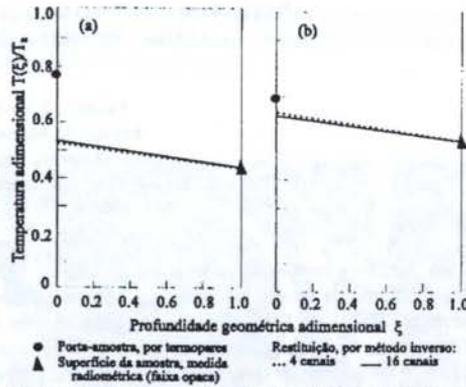


Fig. 5 - Temperatura adimensional $T(\xi)/T_0$ ($T_0=1000$ K) obtida por método inverso: (a) amostra de 30 mm (espessura) de vidro float n° 1 colocado sobre um porta-amostra de cobre a 499 °C; (b) amostra de 20 mm (espessura) de vidro float n° 5 colocado sobre um porta-amostra de grafite a 421 °C

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Araújo, S.R., "Sondage thermique à distance de milieux vitreux: détermination des paramètres de sondage et restitution des profils de température", Tese de Doutorado, INSA de Lyon, Villeurbanne, França, 221 p., 1994.
- Banner, D. "Propriétés radiatives des verres et des fontes de silicates. Modélisation des transferts de chaleur." Tese de Doutorado, Ecole Centrale de Paris, 178 p., 1990.
- Chahine, M.T., "Remote sounding of cloudy atmospheres. I. The cloud layer", *Journal of the Atmospheric Sciences*, Vol. 31, p. 233-243, 1974.
- Chupp, R.E. and Viskanta, E., "Thermal remote sensing of temperature distribution in semitransparent solids: a numerical experiment", *ASME Paper*, N° 72-HT-5, 6 p., 1972.
- Ferré, M., "Développement de méthodes numériques et expérimentales pour la restitution des profils de température dans les verres par télédétection infrarouge", Tese de Doutorado, Université de Poitiers, França, 188 p., 1988.
- Gautier, D. e Revah, I. Sounding of planetary atmospheres: a Fourier analysis of the radiative transfer equation. *Journal of the Atmospheric Sciences*, Vol. 32, p. 881-892, 1975.
- Pauzin, S., "Contribution à l'étude du rayonnement émis par un milieu semi-transparent." Tese de Doutorado, Université Pierre et Marie Curie, Paris VI, 128 p., 1979.
- Sakami, M., "Application des méthodes inverses à la métrologie thermique par spectrométrie infrarouge", Tese de Doutorado, Université de Poitiers, França, 221 p., 1994.

ABSTRACT

The objective of this study is to present an experimental procedure for temperature field determination in semitransparent glass solid using a remote sensing technical. From basic equations, it was established a criterion for the remote sensing parameters determination. After a global description of the optical bench and sample materials definition, the brightness temperature curves are obtained, that allow to recover the samples temperature profile, according to a numerical approach.

DESENVOLVIMENTO DE UM RADIÔMETRO DO TIPO CALORIMÉTRICO PARA USO ESPACIAL

Fabiano Luis de Sousa
Fernando Manuel Ramos
José Sergio de Almeida

INPE/LIT - CP 515 - S.J. Campos - 12227-010 - Brasil

RESUMO

Neste trabalho é apresentado o primeiro protótipo de um radiômetro do tipo calorimétrico, desenvolvido no Laboratório de Integração e Testes (LIT) do INPE com o intuito de ser usado em Testes de Balanço Térmico (TBT) de Satélites. De construção simples e de baixo custo, este tipo de radiômetro pode oferecer uma boa solução para medição da radiação térmica proveniente de fontes infravermelhas, um recurso hoje largamente usado para simulação das cargas térmicas a que estão sujeitos satélites artificiais em órbita da Terra.

INTRODUÇÃO

Atualmente, mesmo com o desenvolvimento de modelos computacionais cada vez mais complexos para a previsão do comportamento térmico de um satélite no espaço, é indispensável a realização de testes em protótipos para garantir a confiabilidade do projeto. Dentre os testes realizados durante a fase de desenvolvimento, pode-se destacar o Teste de Balanço Térmico (TBT) que tem por objetivo qualificar o projeto e validar o modelo matemático do sistema de controle térmico do satélite. Em um TBT, coloca-se o satélite no interior de uma câmara de alto vácuo, submetendo-o às cargas térmicas que encontrará em órbita, e verifica-se a distribuição de temperatura na superfície e no interior do mesmo. Esta é então comparada com aquela prevista pelo modelamento numérico que pode então ser validado ou corrigido. A carga térmica proveniente da radiação solar é, em geral, reproduzida durante o TBT por meio de um conjunto de lâmpadas, espelhos e lentes denominado "simulador solar". Embora este equipamento seja o que melhor reproduz o espectro de radiação térmica do Sol, ele apresenta como inconvenientes o alto custo de aquisição e manutenção, a necessidade de utilização de sofisticados sistemas de posicionamento para simular a atitude do satélite em relação ao Sol, além de não ser adequado à reprodução do albedo e da radiação da Terra. Esta situação levou ao desenvolvimento de técnicas alternativas de simulação das cargas térmicas incidentes sobre um satélite (Walker 1980, Fried 1981, Donato et al 1984). Assim, em substituição à simulação solar convencional, usualmente são utilizadas placas aquecedoras (Walker 1982, Wingate 1984), lâmpadas infravermelhas (Durant e Fuld 1991), resistências aquecedoras (skin heaters) (Ramos et al, 1988) ou uma combinação destas técnicas, podendo inclusive serem empregadas em conjunto com um simulador solar (Braig et al 1988).

A realização de um TBT com o emprego de fontes infravermelhas exige que as cargas térmicas incidentes sobre o satélite sejam conhecidas com precisão. A princípio, a irradiância sobre uma superfície do satélite pode ser determinada analiticamente desde que se conheçam as características radiativas das fontes de calor e o satélite seja geometricamente simples. Entretanto, satélites com configurações complexas, degradação das fontes infravermelhas ou ainda radiação proveniente de outros pontos no interior da câmara vácuo-térmica, podem introduzir erros

significativos em uma abordagem puramente analítica. Desta forma, para uma avaliação precisa da irradiância sobre as superfícies do satélite, faz-se necessário o uso de radiômetros.

Existem três tipos básicos de radiômetros: calorimétricos, termopilhas e bolômetros. Visando atender às necessidades futuras do programa espacial brasileiro pesquisou-se o modelo mais adequado para uso no LIT. A seleção baseou-se nos seguintes critérios: (i) precisão e repetibilidade dentro da faixa de incerteza requerida para os testes; (ii) baixo tempo de resposta; (iii) robustez e facilidade de uso, para que sua manipulação durante a preparação de um teste não represente um problema para seus usuários; (iv) pequenas dimensões, de forma a minimizar a interferência do radiômetro nas trocas de calor na região de medida; e, sobretudo, (v) baixo custo. Neste contexto optou-se pelo desenvolvimento de um radiômetro do tipo calorimétrico, já que a literatura indicava que o mesmo poderia satisfazer os requisitos acima e o laboratório dispunha de todos os meios para sua implementação.

DESCRIÇÃO DO RADIÔMETRO

Fried e Walker (1981) apresentam alguns tipos de radiômetros calorimétricos utilizados em testes de satélites. O princípio de operação deste tipo de radiômetro baseia-se na determinação da irradiância a partir da medida da temperatura de equilíbrio do sensor. Duas configurações construtivas foram consideradas. Na primeira, o elemento sensor é constituído por uma placa de um material com baixa capacidade térmica (Al ou Cu), com a face interna não exposta à radiação incidente e isolada termicamente por meio de MLI (Multi Layer Insulation). Esta configuração é construtivamente simples mas de baixa precisão devido aos erros introduzidos pelas perdas de calor através da isolamento (Durant e Fuld 1991). Na segunda configuração, a face interna do sensor está isolada por uma cavidade cilíndrica cuja temperatura é monitorada por um termopar, o que permite quantificar as perdas de calor para o meio, aumentando a precisão das medidas. Neste trabalho procurou-se conjugar estas duas técnicas, combinando-se as vantagens da configuração da cavidade com o uso de MLI, no intuito de obter um melhor isolamento do sensor do radiômetro (ver Fig. 1).

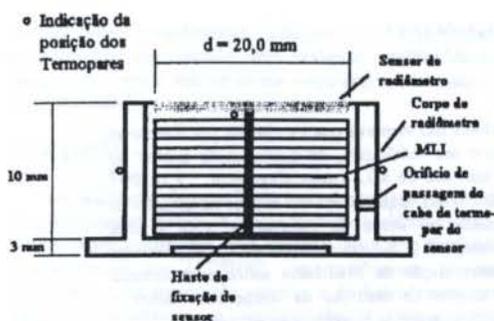


Figura 1. Corte transversal do Radiômetro. Desenho esquemático (fora de escala).

O corpo e o sensor do radiômetro não se tocam, existindo um pequeno vão entre eles da ordem de 0,4 mm. Eles foram construídos em alumínio, de forma a assegurar uma boa uniformidade de temperatura, e polidos quimicamente. Pintou-se a face do sensor que troca calor com o ambiente com tinta preta poliuretânica MAP PU1, obtendo-se uma emitância (ϵ) de $0,89 \pm 0,01$, medida pelo reflectômetro GIER DUNKLE DB 100. A haste de fixação do sensor no corpo do radiômetro foi usinada em Teflon com o diâmetro de 2,50 mm. A isolamento com MLI foi confeccionada com 20 camadas de Mylar aluminizado, intercaladas com mantas de tulle. Três termopares de cobre-constantan AWG 36 foram instalados por meio de fitas adesivas de alumínio nas posições indicadas na Figura 1. Considerando as perdas de calor pela haste de Teflon e através do MLI, pode-se escrever a equação de balanço de energia no sensor, em regime permanente, como:

$$I \cdot \alpha_s \cdot A_s = \epsilon_s \cdot A_s \cdot \sigma \cdot T_s^4 + C \cdot (T_s - T_c) + R \cdot (T_s^4 - T_c^4) \quad (1)$$

onde

I = irradiância sobre o sensor (W/m^2),
 α_s = absorptância da face externa do sensor,
 ϵ_s = emitância da face externa do sensor,
 A_s = área da face externa do sensor (m^2),
 σ = constante de Boltzman ($\text{W/m}^2\text{K}^4$),
 C = acoplamento condutivo entre o sensor e o corpo do radiômetro (W/K),
 R = acoplamento radiativo entre o sensor e o corpo do radiômetro (W/K^4),
 T_s = temperatura do sensor (K),
 T_c = temperatura do corpo do radiômetro (K).

Assim, I pode ser determinado medindo-se T_s e T_c uma vez que os outros parâmetros são conhecidos ou podem ser determinados experimentalmente.

PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO

Para determinar C e R , calibrou-se o radiômetro de acordo com o procedimento proposto por Kummur et al (1991). Neste procedimento o radiômetro é instalado no interior de uma câmara vácuo-térmica com a face externa do sensor voltada para a camisa interna da câmara, resfriada com a circulação de nitrogênio gasoso (Figura 2). Os diferentes pontos de calibração são obtidos variando-se a temperatura do

corpo do radiômetro por meio de uma resistência aquecedora colada em sua base, isolada da camisa fria com o emprego de uma placa de Teflon (Figura 3).

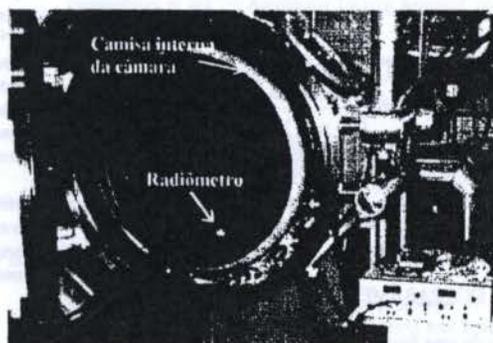


Figura 2. Radiômetro no interior da câmara vácuo-térmica.



Figura 3. - Detalhe do radiômetro no interior da câmara vácuo-térmica

Considerando-se o fator de forma da face pintada do sensor para a camisa fria e a emitância efetiva da câmara iguais a 1 (Butler e Jenkins, 1963), e que a face externa do sensor se comporta como uma superfície cinza ($\alpha_s = \epsilon_s$), a energia absorvida pelo sensor oriunda da camisa da câmara pode ser dada por:

$$I \cdot \alpha_s \cdot A_s = A_s \cdot \sigma \cdot \epsilon_s \cdot T_{ca}^4 \quad (2)$$

onde T_{ca} é a média das temperaturas medidas por oito termopares tipo T distribuídos sobre a camisa térmica.

Substituindo a equação (2) na equação (1) e reordenando os termos, obtém-se:

$$\frac{(T_s^4 - T_{ca}^4)}{(T_c - T_s)} = \frac{R}{\sigma \cdot \epsilon_s \cdot A_s} \cdot \frac{(T_c^4 - T_s^4)}{(T_c - T_s)} + \frac{C}{\sigma \cdot \epsilon_s \cdot A_s} \quad (3)$$

A equação (3) pode ser reescrita na forma da equação de uma reta, $Y = aX + b$, onde $Y = \frac{(T_s^4 - T_{ca}^4)}{(T_c - T_s)}$ e $X = \frac{(T_c^4 - T_s^4)}{(T_c - T_s)}$. Assim, variando-se a potência dissipada na base do radiômetro, mantendo-se a temperatura da camisa fria aproximadamente constante, os valores de R e C podem ser determinados através dos coeficientes angular e linear da reta representada pela equação (3).

ESTIMACÃO DOS PARÂMETROS DO RADIÔMETRO

Por meio de uma fonte estabilizada foram aplicados seis níveis de potência à resistência aquecedora, na faixa de 0,34 a 1,12 W. A temperatura da parede fria da câmara de vácuo foi mantida em torno de -100 °C, a uma pressão menor que 10⁻⁶ Torr. A cada nível de potência aplicada à resistência, aguardou-se que as temperaturas medidas sobre o radiômetro atingissem o equilíbrio, monitorando-as em um terminal do sistema de aquisição de dados. Para computação da temperatura do corpo do radiômetro, T_c, foi utilizada a média dos dois termopares instalados no mesmo. Pequenas variações nas medidas, induzidas por flutuações na temperatura da camisa fria da câmara, foram compensadas programando-se o sistema de aquisição de dados para calcular a média das últimas vinte leituras para cada canal de temperatura em cada patamar, correspondendo a dez minutos de teste. Estas temperaturas médias foram utilizadas para o cálculo dos valores de X e Y na equação (3), que estão representados na Figura 4.

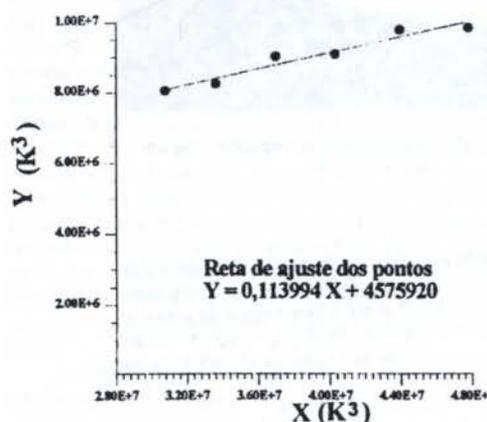


Figura 4 - Reta característica do radiômetro

Usando-se os valores dos coeficientes angular e linear da reta que ajusta os pontos na Figura 4, e sabendo-se que $\alpha_s = \epsilon_s = 0,89$; $A_s = 3,1416 \times 10^{-4} \text{ m}^2$; e $\sigma = 5,669 \times 10^{-8} \text{ W/K}^4$, os acoplamentos radiativo e condutivo entre o sensor e o corpo do radiômetro foram determinados:

$$R = 1,81 \times 10^{-12} \text{ W/K}^4 \\ C = 7,25 \times 10^{-5} \text{ W/K}$$

Estes valores são menores que os obtidos por Kumar et al (1991) para o seu radiômetro, de configuração similar ao presente mas sem uso de MLI (respectivamente $2,7 \times 10^{-12} \text{ W/K}^4$ e $2,1 \times 10^{-4} \text{ W/K}$), o que indica um melhor isolamento do sensor em relação ao corpo do radiômetro. Esta é uma característica desejável já que com valores de R e C próximos de zero, a determinação da irradiância sobre o radiômetro depende basicamente da medição da temperatura sobre o sensor, reduzindo-se assim as incertezas experimentais.

Determinados os valores de R e C, estes podem ser substituídos na equação (1), obtendo-se a equação para determinação da irradiância sobre o sensor, e consequentemente sobre a superfície onde o mesmo se encontra:

$$I = \sigma \cdot T_s^4 + 0,259 \cdot (T_s - T_c) + 6,463 \cdot 10^{-9} \cdot (T_s^4 - T_c^4) \quad (\text{W/m}^2) \quad (4)$$

Caso a radiação incidente esteja no espectro solar, a equação (4) deve ser modificada corrigindo-se o valor de α_s na equação (1).

ANÁLISE DE INCERTEZA

Os termopares e o sistema de aquisição de dados foram aferidos, obtendo-se uma incerteza associada ao sistema de medida de temperatura de 0,5 °C. Considerando-se que a incerteza de medida de temperatura superficial com uso de termopares e fitas adesivas, nas condições de uso do radiômetro, situa-se tipicamente na faixa de 0,5 a 1 °C (Bambace et al), a incerteza total da cadeia de medidas está compreendida entre 1 a 1,5 °C. A amplitude das oscilações nas medidas de T_s e T_c, causadas por flutuações da ordem de 2 °C na temperatura da camisa fria da câmara, ficou abaixo de 0,5 °C, valor bastante inferior à incerteza da cadeia de medidas.

Para avaliar a incerteza associada à medida de irradiância, substituiu-se a resistência aquecedora colada na base do corpo do radiômetro por uma lâmpada infravermelha, de modo a testá-lo sob condições semelhantes às de uso rotineiro. Os resultados obtidos indicam que as perdas condutivas e radiativas do sensor para a cavidade correspondem, normalmente, a menos de 5% das perdas totais do dispositivo. Assim, a incerteza relativa em I pode ser calculada com boa aproximação, desprezando-se os termos de troca de calor entre o sensor e o corpo do radiômetro na equação (4) e propagando-se a incerteza em T_s. Dessa forma obtêm-se a expressão:

$$\frac{\Delta I}{I} = \frac{4 \cdot \Delta T_s}{T_s} \quad (5)$$

A equação (5) indica que a incerteza em I será tanto maior quanto menor for a temperatura do sensor do radiômetro. Assim, para $\Delta T_s = 1,5 \text{ K}$ e $T_s = 300,0 \text{ K}$, tem-se uma incerteza relativa para a medida da irradiância de 2%, enquanto que para T_s = 100,0 K a incerteza eleva-se a 6%.

Embora estas considerações indiquem que o radiômetro apresenta uma boa precisão, uma avaliação completa do seu desempenho, com o auxílio de um corpo negro, será realizada oportunamente.

CONCLUSÃO

A realização de um TBT com o emprego de fontes infravermelhas exige que as cargas térmicas incidentes sobre o satélite sejam conhecidas com precisão. Para esta finalidade desenvolveu-se no LIT/INPE um radiômetro do tipo calorimétrico, de construção simples e de baixo custo, para medida de irradiância. A configuração construtiva básica adotada foi do tipo "sensor-cavidade", acrescentando-se neste trabalho MLI ao conjunto. As características do radiômetro foram determinadas experimentalmente, obtendo-se a equação da irradiância em função das temperaturas medidas no sensor e no corpo do radiômetro. A análise de incerteza realizada indica que o erro relativo associado às medidas de irradiância situa-se na faixa de 2 a 6%. Uma avaliação completa do desempenho do radiômetro, incluindo as suas características dinâmicas, será realizada futuramente, com o auxílio de um corpo negro de referência.

AGRADECIMENTOS

Agradecemos ao técnico José Geraldo Godoi pela confecção do radiômetro e a toda equipe do laboratório vácuo-térmico do LIT pelo indispensável apoio durante a realização dos ensaios no protótipo. Este trabalho foi parcialmente patrocinado pelo CNPq através do programa RHA/DTI.

REFERÊNCIAS

- Braig, A., Schaefer, T. e Pawlowski, P., "Lessons Learnt From ROSAT Thermal Balance Test - A Combined Solar Simulation/Infrared Test", Proceedings of the 3rd European Symposium on Space Thermal Control & Life Support Systems, 1988.
- Banbace, L.A.W., Ramos, F.M. e Morello, M.A.M., "Análise de Influência da Técnica de Montagem de Termopares no Erro de Medida de Temperatura". Anais do XI COBEM, pp. 93-96, 1991.
- Butler, C.P. e Jenkins, R.J., "Space Chamber Emittance Measurements", NASA SP-31, pp. 39-43, 1963.
- Doebelin, Ernest O., "Measurement Systems - Application and Design", McGraw-Hill, 4th edition, 1990.
- Donato M., Bush G. e Harris, A., "Design of an Orbital Heating Simulator Using IR Techniques", Proceedings of the 13th Space Simulation Conference, pp. 248-264, 1984.
- Durant, D.Q. e Fuld, C.J., "The Delta Star Thermal Vacuum Test", Journal of the IES, November/December, pp. 17-27, 1991.
- Fried L. e Walker, J.B., "Infrared IR Method of Thermal Balance Testing of Spacecraft - Final Report", ESTEC Contract No 4291/80/NL/PP, 1981.
- Kumar, D. et al., "Heat Flux Calorimeter for IR Simulation Test Instrumentation", Indian Space Research Organization, Satellite Centre, 1991.

- Ramos, F.M., Garcia, E.C., Almeida, J.S. "Descrição e Análise do Ensaio do Modelo Térmico do Satélite de Coleta de Dados", II ENCIT, pp.381-384, 1988.
- Walker, J.A., "The STS PAM Thermal Vacuum Tests", Proceedings of the 7th Aerospace Testing Seminar, pp. 79-85, 1982.
- Walker, J.B., "Development of Infrared Techniques for Testing Spacecraft", ESA bulletin 25, pp. 47-52, 1980.
- Wingate Jr., C.A., "Thermal Balance Testing With Infrared Shrouds, an Economical Alternative to Solar Simulation", Proceedings of the 35th Congress of the International Astronautical Federation, 1984.

ABSTRACT

The present paper describes the first prototype of a calorimetric radiometer developed at the Integration and Tests Laboratory (LIT) of the Brazilian Institute of Space Research (INPE). The device is intended to be used in Thermal Balance Tests of satellites as a low cost and reliable way for measurement of the thermal radiation coming from infrared sources, a technique widely used today for the simulation of the thermal loads upon satellites orbiting the Earth.

DETERMINAÇÃO DE PERFIS DE TEMPERATURA NO INTERIOR DE MEIOS SEMI-TRANSPARENTES ATRAVÉS DA TÉCNICA DO SENSORAMENTO REMOTO

SEVERINO RODRIGUES DE ARAÚJO - Departamento de Tecnologia Mecânica/CT Universidade Federal da Paraíba - 58.059-900 João Pessoa - Pb
JEAN-FRANÇOIS SACADURA - Centre de Thermique (CETHIL)
Institut National des Sciences Appliquées de Lyon - 69.621 Villeurbanne França

SUMÁRIO

O objetivo deste estudo é apresentar um procedimento de restituição de temperaturas em meios semi-transparentes sólidos vitreos, aplicando técnicas de sensoramento remoto. Estabelecidas as equações básicas, simula-se um caso típico em vidros, no qual o perfil de temperatura é determinado mediante a inversão da equação de transferência de calor radiativa, usando um algoritmo numérico não linear.

INTRODUÇÃO

Nos numerosos domínios da engenharia ou da física aplicada, medir a temperatura de um meio semi-transparente (MST) à radiação térmica é sempre um desafio técnico. Além das sondas poderem perturbar as medidas de um meio às vezes agressivo, fornecendo resultados imprecisos, elas correm o risco de ser destruídas ou apresentar um desvio de calibração devido a níveis bastante elevados de temperatura. Um procedimento alternativo às técnicas de medida direta através de sondas de contato (termopares, por exemplo) é aquele do sensoramento remoto, cuja principal característica é a ausência de contato físico entre o sensor e o ponto de medida. A aplicação dessa técnica associada a um procedimento não-linear para inverter numericamente a equação de transferência radiativa sob a forma integral tem suscitado grande interesse por parte de pesquisadores das áreas da astrofísica e geofísica (Böhm 1961, Wang e Goulard 1975). A partir de 1970, o sensoramento remoto tem sido aplicado, com sucesso, no domínio das medidas radiométricas do infra-vermelho curto para os MST sólidos vitreos (Chupp e Viskanta 1972, Ferré 1988, Araújo 1994).

MODELOS E EQUAÇÃO DE BASE

Modelo Físico e Hipóteses. O sistema físico adotado leva em consideração um espaço milimétrico ℓ entre a face inferior do MST considerado homogêneo e a face superior da fonte aquecedora, de acordo com a Fig. 1, apresentando as seguintes características: camada plana de espessura L submetida a uma diferença de temperatura provocada pela fonte de calor; superfície do aquecedor opaca com emissão e reflexão isotrópicas e difusas; definição dos índices de refração em função da frequência ν , $n_{\nu 0} \in [-\ell, 0]$, $n_{\nu 1} \in [0, L]$ e $n_{\nu 2} \in [L, \infty]$; temperatura do aquecedor, T_0 , conhecida; o meio entre as interfaces $0 \leftrightarrow 1$ e $2 \leftrightarrow \infty$ considerada transparente à radiação térmica. As principais hipóteses simplificadoras necessárias à formulação do problema são: o regime é estacionário; a radiação térmica é o único modo de transferência de calor presente no MST; o MST absorve e emite radiação térmica, mas não a dispersa; as propriedades radiativas do MST são conhecidas; o MST é muito grande com relação a sua espessura (unidimensional segundo y); existe o equilíbrio termodinâmico local; e simetria azimutal é levada em conta.

Modelo Matemático. No caso de um MST sólido, a equação da transferência radiativa unidimensional estacionária, segundo o modelo físico adotado e as hipóteses simplificadoras citadas, pode ser escrita na forma adimensional (Özisik 1973) pela introdução clássica da profundidade óptica espectral, $\tau = \kappa_\nu y$, sendo κ_ν o coeficiente espectral de absorção do MST suposta aqui função apenas da frequência, e da variável angular $\mu = \cos\theta$:

$$\mu \frac{dI_\nu}{d\tau}(\tau, \mu) + I_\nu(\tau, \mu) = n_{\nu 1}^2 I_\nu^0 [T(\tau)] , \quad (1)$$

$$0 \leq \tau \leq \tau_1, \quad -1 \leq \mu \leq 1 ,$$

onde $I_\nu(\tau, \mu)$ é o campo de intensidade espectral da radiação definido em todo hemisfério íntegro do MST e I_ν^0 , a função de Planck que, através da temperatura, depende também da variável espacial y em conexão com τ .

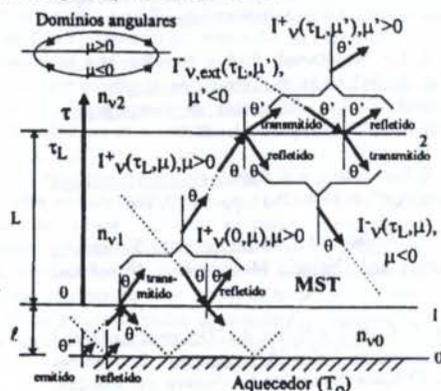


Fig. 1 Modelo físico: espaço existente entre o MST e o aquecedor com superfície opaca e emissão e reflexão isotrópicas e difusas.

O procedimento clássico em resolver (1) consiste, preliminarmente, em separar a intensidade em duas componentes: uma, $I^+(\tau, \mu)$, segundo as direções positivas $\mu > 0$ e outra, $I^-(\tau, \mu)$, nas direções negativas $\mu < 0$, transformando (1) em duas outras equações diferenciais (Özisik 1973), cuja integração formal, observados os respectivos domínios angulares e condições de contorno indicados na Fig. 1, fornece:

$$I_v^+(\tau, \mu) = I_v^+(0, \mu) \exp(-\tau/\mu) + \int_0^\tau (n_{v1}^2/\mu) \times I_v^0[T(\tau^*)] \exp[-(\tau-\tau^*)/\mu] d\tau^* \quad (2a)$$

$$I_v^-(\tau, \mu) = I_v^-(\tau_L, \mu) \exp[(\tau_L - \tau)/\mu] - \int_\tau^{\tau_L} (n_{v1}^2/\mu) \times I_v^0[T(\tau^*)] \exp[-(\tau-\tau^*)/\mu] d\tau^* \quad (2b)$$

Uma inversão de sinais $\mu \rightarrow -\mu$ sobre a equação (2b) permite trabalhar num domínio de variação angular único, $\mu > 0$. O primeiro termo do membro da direita de (2) representa a contribuição das intensidades de radiação das fronteiras até uma profundidade óptica qualquer τ . As integrais correspondem à emissão radiativa no seio do MST, traduzida pela função de Planck avaliada a uma temperatura $T(\tau)$. Esta emissão é atenuada pelas diferentes espessuras do MST até a profundidade τ . Interessa-se por uma expressão formal da intensidade espectral da radiação atingindo a face inferior (interface 2) do MST, $I_v^-(\tau_L, \mu)$. Tomando (2a) em $\tau = \tau_L$ e (2b) em $\tau = 0$ nas direções $\mu > 0$, depara-se até o momento com duas equações contendo quatro incógnitas: a intensidade $I_v^-(\tau_L, \mu)$, a grandeza desejada, $I_v^+(0, \mu)$, $I_v^-(\tau_L, \mu)$ e $I_v^+(0, -\mu)$:

$$I_v^+(\tau_L, \mu) = I_v^+(0, \mu) \exp(-\tau_L/\mu) + \int_0^{\tau_L} (n_{v1}^2/\mu) I_v^0[T(\tau^*)] \exp[-(\tau_L - \tau^*)/\mu] d\tau^* \quad (3a)$$

$$I_v^-(0, -\mu) = I_v^-(\tau_L, -\mu) \exp(-\tau_L/\mu) + \int_0^{\tau_L} (n_{v1}^2/\mu) I_v^0[T(\tau^*)] \exp[-(\tau^*)/\mu] d\tau^* \quad (3b)$$

Realizando o balanço de energia nas interfaces 1 e 2, obtém-se duas equações contendo as intensidades $I_v^-(\tau_L, \mu)$, $I_v^+(0, \mu)$, $I_v^-(\tau_L, -\mu)$, $I_v^+(0, -\mu)$ e $I_v^-(0, \mu^*(\mu))$, esta proveniente da interface 0, além da intensidade $I_{v,ext}(\tau_L, -\mu')$ que representa a influência do ambiente externo:

$$I_v^+(0, \mu) = [1 - \rho_{v1}(\mu)] (n_{v1}/n_{v0})^2 \times I_v^-(0, \mu^*(\mu)) + \rho_{v1}(\mu) I_v^-(0, -\mu) \quad (4a)$$

$$I_v^-(\tau_L, -\mu) = \rho_{v2}(\mu) I_v^+(\tau_L, \mu) + [1 - \rho_{v2}(\mu)] (n_{v1}/n_{v2})^2 I_{v,ext}(\tau_L, -\mu') \quad (4b)$$

O termo $I_v^-(0, \mu^*(\mu))$ incluído em (4a) é obtido a partir do balanço de energia das trocas radiativas entre a superfície do aquecedor (interface 0) e a face inferior do MST (interface 1) para $\mu^* > 0$. Deste balanço, duas equações são escritas, cuja combinação algébrica entre elas fornece:

$$I_v^-(0, \mu^*(\mu)) = \frac{\epsilon_{v0}(\mu^*(\mu))}{1 - \rho_{v0}\rho_{v1}^0} n_{v0}^2 I_v^0(T_0) + \frac{2\rho_{v0}^d}{1 - \rho_{v0}\rho_{v1}^0} \left(\frac{n_{v0}}{n_{v1}}\right)^2 I_v^-(0, -\mu) \int_{\mu_0}^1 [1 - \rho_{v1}(\mu^*(\mu))] \mu d\mu \quad (5a)$$

$$\rho_{v1}^0 = 2 \int_0^1 \rho_{v1}(\mu^*) \mu^* d\mu^* \quad (5b)$$

O limite inferior μ_0 da integral indicada em (5a) é dado pelo cosseno do ângulo limite do cone de reflexão total, calculado por $\mu_0 = \cos[\arcsen(n_{v2}/n_{v1})]$. A emissividade espectral direcional do aquecedor, $\epsilon_{v0}(\mu^*)$, como também as refletividades espectrais direcionais, $\rho_{v1}(\mu^*)$, e $\rho_{v2}(\mu^*)$, do MST são conhecidas. O termo ρ_{v0}^d contido em (5a) representa a refletividade hemisférica espectral da superfície do aquecedor que tem, por hipótese, o comportamento isotrópico difuso. As direções angulares μ e μ^* estão ligadas entre si, $\mu = \mu^*(\mu^*)$, pela lei de Snell, $n_{v1} \sin\theta = n_{v0} \sin\theta^*$.

Das considerações precedentes, obtém-se um sistema de cinco equações a cinco incógnitas: as equações (3a) e (3b) oriundas da integração formal de (1); as equações (4a) e (4b) fornecidas pelo balanço térmico entre as interfaces 1 e 2 do MST; e a equação (5a) resultante da contribuição do aquecedor sobre o MST. As incógnitas são representadas pelas intensidades $I_v^-(\tau_L, \mu)$, $I_v^+(0, \mu)$, $I_v^-(\tau_L, -\mu)$, $I_v^+(0, -\mu)$ e $I_v^-(0, \mu^*(\mu))$. Realizando uma manipulação algébrica envolvendo (3), (4) e (5a), explicita-se a intensidade de radiação, $I_v^-(\tau_L, \mu)$:

$$I_v^-(\tau_L, \mu) = \tilde{\beta}_v(\mu) \{ \tilde{\epsilon}_{v0}(\mu) \exp(-\tau_L/\mu) n_{v1}^2 I_v^0(T_0) + \tilde{\rho}_{v1}(\mu) [1 - \rho_{v2}(\mu)] (n_{v1}/n_{v2})^2 \times \exp(-2\tau_L/\mu) I_{v,ext}(\tau_L, -\mu')(\mu) + \int_0^{\tau_L} (n_{v1}^2/\mu) I_v^0[T(\tau^*)] \{ \exp[-(\tau_L - \tau^*)/\mu] + \tilde{\rho}_{v1}(\mu) \exp[-(\tau_L + \tau^*)/\mu] \} d\tau^* \} \quad (6a)$$

sendo definidos os seguintes parâmetros:

$$\tilde{\beta}_v(\mu) = 1 / [1 - \tilde{\rho}_{v1}(\mu) \rho_{v2}(\mu) \exp(-2\tau_L/\mu)] \quad (6b)$$

$$\tilde{\rho}_{v1}(\mu) = \rho_{v1}(\mu) + \frac{2\rho_{v0}^d [1 - \rho_{v1}(\mu)]}{1 - \rho_{v0}(\mu^*(\mu)) \rho_{v1}^0} \int_{\mu_0}^1 [1 - \rho_{v0}(\mu^*(\mu))] \mu d\mu \quad (6c)$$

$$\tilde{\epsilon}_{v0}(\mu) = \frac{\epsilon_{v0}(\mu^*(\mu)) [1 - \rho_{v1}(\mu)]}{1 - \rho_{v0}(\mu^*(\mu)) \rho_{v1}^0} \quad (6d)$$

A componente direcional da intensidade espectral, $I_v^-(\tau_L, \mu)$, que atinge a superfície inferior da interface 2 do MST, segundo as direções $\mu > 0$ e $\mu^* > 0$, fornecida por (6a), depende: (1°) do termo emissivo no interior do MST (função de Planck); (2°) da emissão radiativa da superfície do aquecedor; e (3°) da emissão radiativa do ambiente dirigida para o MST. O fator $\tilde{\beta}_v(\mu)$ dado pela equação (6b) contempla as múltiplas interreflexões entre as interfaces 1 e 2. Os parâmetros $\tilde{\rho}_{v1}(\mu)$ e $\tilde{\epsilon}_{v0}(\mu)$ representam, respectivamente, a refletividade direcional efetiva da interface 1 e a emissividade efetiva da interface 0.

EQUAÇÃO RADIATIVA INTEGRAL

A equação (6) proveniente da solução formal de (1) não resolve ainda a questão, pois a formulação do problema necessita da expressão da intensidade espectral da radiação, $I'_{\nu}(\tau_L, \mu')$, emitida pelo MST na direção $\mu' > 0$, indicada na Fig. 1. A partir do balanço radiativo na interface 2,

$$I'_{\nu}(\tau_L, \mu') = [1 - \rho_{\nu 2}(\mu(\mu'))](n_{\nu 1} / n_{\nu 2})^2 \times I'_{\nu}(\tau_L, \mu(\mu')) + \rho_{\nu 2}(\mu') I'_{\nu, \text{ext}}(\tau_L, \mu') \quad (7)$$

a intensidade espectral da radiação $I'_{\nu}(\tau_L, \mu')$ após uma combinação envolvendo (8) e (9), é escrita na forma adimensional (Araújo 1994), após uma conveniente mudança de variável, $\xi = \tau / \tau_L$:

$$I'_{\nu}(\mu') = \int_0^1 I'_{\nu} [T(\xi)] K(\nu, \xi, \mu') d\xi \quad (8a)$$

$$I'_{\nu}(\mu') = \frac{I'_{\nu}(\tau_L, \mu')}{\tilde{\beta}_{\nu}(\mu(\mu')) [1 - \rho_{\nu 2}(\mu')] n_{\nu 2}^2 I'_{\nu}(T_0) - \tilde{\epsilon}_{\nu}(\mu(\mu')) \exp[-\tau_L / \mu(\mu')]} - \left\{ \frac{\rho_{\nu 2}(\mu')}{\tilde{\beta}_{\nu}(\mu(\mu')) [1 - \rho_{\nu 2}(\mu')] n_{\nu 2}} + \tilde{\rho}_{\nu 1}(\mu(\mu')) [1 - \rho_{\nu 2}(\mu(\mu'))] \right\} \times \exp[-2\tau_L / \mu(\mu')] \frac{I'_{\nu, \text{ext}}(\tau_L, \mu')}{I'_{\nu}(T_0)} \quad (8b)$$

$$K(\nu, \xi, \mu') = \frac{\tau_L}{\mu(\mu')} \left\{ \exp\left[-\frac{\tau_L}{\mu(\mu')} (1 - \xi)\right] + \tilde{\rho}_{\nu 1}(\mu(\mu')) \exp\left[-\frac{\tau_L}{\mu(\mu')} (1 + \xi)\right] \right\} \quad (8c)$$

$$I'_{\nu}[T(\xi)] = \frac{I'_{\nu}[T(\xi)]}{I'_{\nu}(T_0)} \quad (8d)$$

A expressão (8a) é uma equação integral de primeira espécie não linear de Fredholm, onde se distinguem a grandeza $I'_{\nu}(\mu')$ determinada experimentalmente ou simulada numericamente, o núcleo $K(\xi, \nu, \mu')$, influenciado pelas propriedades radiativas e geometria do MST, e a função-fonte representada pelo funcional $I'_{\nu}[T(\xi)]$, incógnita do problema. Os procedimentos de inversão disponíveis determinam o perfil de temperatura $T(\xi)$ a partir de n valores de $I'_{\nu}(\mu')$, com erros eventuais incluídos, fundamentados num processo de varredura em frequência, ν_1 ($i=1, 2, \dots, n$), ou segundo várias direções μ'_k ($k=1, 2, \dots, n$). No presente trabalho, contempla-se a varredura espectral na direção normal de emissão radiativa, $\mu = \mu' = \mu'' = 1$, além de considerar desprezível a intensidade vinda do ambiente externo, $I'_{\nu, \text{ext}}(\tau_L, \mu')$. Os valores de $I'_{\nu}(\tau_L, \mu')$ são simulados numericamente a partir de perfis de temperatura impostos ao MST.

MÉTODOS DE INVERSÃO

As grandes famílias de métodos inversos para resolver (8a) são agrupadas em dois tipos: linear e não linear, cada um

utilizando diversas técnicas (iterativa, otimização, estatística, etc.). Como o método linear é muito restritivo enquanto técnica numérica, devido ao condicionamento do sistema linear e à fatorização da equação de Planck, vários procedimentos não lineares são propostos na literatura, dentre os quais se destaca o método de Chahine (1974) utilizado neste artigo.

Concepção do Método. Baseado em aproximações sucessivas e modificando-se a grafia de $I'_{\nu}(\mu')|_{\mu'=1} = I'_{\nu}(\nu)$, as principais etapas do método são: (1ª) escolhendo-se um perfil de temperatura a ser simulado, resolve-se o problema direto através de (8a) para simular as intensidades espectrais emitidas pelo MST, $I'_{\nu}(\nu_1)$, segundo um número de canais espectrais, $N_{e, \lambda}$, em ν_1 ou λ_1 (comprimentos de onda) escolhidos arbitrariamente ou segundo uma ligação com a profundidade geométrica, $\xi(\nu_1)$ (Araújo 1994); esta intensidade calculada desempenha o papel de "valores experimentais" para $i=1, 2, \dots, N_{e, \lambda}$; (2ª) imposição de um perfil de temperatura inicial qualquer, $T^{(0)}(\xi)$, para $n=1$; (3ª) resolução do problema direto mediante (8a) concernente aos cálculos intermediários de uma intensidade de radiação, $I'^{(0)}(\nu_1)$; (4ª) comparação entre os valores $I'_{\nu}(\nu_1)$ e $I'^{(0)}(\nu_1)$, segundo um critério de convergência fixado, ϵ_c ; (5ª) não sendo observada convergência, calcula-se o parâmetro de iteração

$$\Gamma^{(n)}(\nu_1, \xi(\nu_1)) = \frac{I'^{(n)}(\nu_1)}{I'(\nu_1)} \quad (9a)$$

(6ª) o novo perfil de temperatura na $(n+1)^{\text{ésima}}$ iteração é dado por:

$$T^{(n+1)}(\xi(\nu_1)) = \frac{C_2 \nu_1}{\ln[1 + C_3(\nu_1)]} \quad (9b)$$

onde $C_2 = 4,7994 \cdot 10^3 \text{ Hz}^{-1} \text{ K}$ e $C_3(\nu_1)$ obtido de:

$$C_3(\nu_1) = \Gamma^{(n)}(\nu_1, \xi(\nu_1)) \times \left[\exp\left\{C_2 \nu_1 / T^{(n)}(\xi(\nu_1))\right\} - 1 \right] \quad (9c)$$

(7ª) após a determinação de $T^{(n+1)}(\xi(\nu_1))$ para $n=1$, volta-se à 3ª etapa para um novo ciclo de cálculos, $n=2, 3, \dots$, e assim sucessivamente até que a convergência seja obtida.

A equação (9) é baseada na relação de recorrência proposta por Chahine (1974),

$$I'_{\nu} \left[T^{(n+1)}(\xi(\nu_1)) \right] = \frac{I'(\nu_1)}{I'^{(n)}(\nu_1)} I'_{\nu} \left[T^{(n)}(\xi(\nu_1)) \right] \quad (10)$$

de onde procede o parâmetro iterativo $\Gamma^{(n)}(\nu_1, \xi(\nu_1))$ dado por (9a). Conhecendo-se o lado direito de (10) na $(n)^{\text{ésima}}$ iteração, o novo perfil $T^{(n+1)}(\xi(\nu_1))$ é calculado após substituição da função de Planck de onde as expressões (9b) e (9c) foram deduzidas.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA

Metodologia. O presente estudo, fundamentado na simulação de temperaturas típicas dos MST vitreos, adota perfis lineares e do segundo grau. O caso físico tratado é pertence ao domínio dos vidros onde o material é o vidro *float* de espessura 20 mm submetido a uma temperatura do

aquecedor $T_0=515^\circ\text{C}$ e temperatura superior do MST igual a 314°C . A faixa espectral considerada é 2,6-2,8 μm , tendo-se empregado um número de 4 e 16 canais espectrais. Os valores do coeficiente espectral de absorção utilizados foram extraídos da literatura (Ferré 1988, Araújo 1994), variando de 10 a 10^3 m^{-1} na faixa espectral considerada. O termo $\rho_{v,1}$ dado por (5b) tem o valor estimado em 0,091, a partir da resolução analítica da integral (Özsisik 1973), enquanto que a outra integral contida em (5a) apresenta o valor aproximado de 0,404. Os demais valores das propriedades radiativas são: $n_{v,1}=1,5$ e $n_{v,0}=n_{v,2}=1$; o ângulo limite do cone de reflexão, $\mu_0=0,745$; $\rho_{v,1}(1)=\rho_{v,2}(1)=0,033$ (vidro float); $\epsilon_{v,0}(1)=0,66$ e $\rho_{v,0}^d=0,34$ (superfície do aquecedor); e para os parâmetros efetivos, conforme (8c) e (8d), os cálculos fornecem $\tilde{\rho}_{v,1}(1)\approx 0,195$ e $\tilde{\epsilon}_{v,0}(1)\approx 0,602$.

Resultados. Nas Fig. 2 e 3 são mostrados os perfis restituídos da temperatura adimensional $T(\xi)/T_r$ em função da profundidade geométrica adimensional do MST. As curvas são parametrizadas em função do erro máximo sobre os valores das intensidades espectrais simuladas. Dos dados apresentados, constata-se: (1°) para o perfil linear: os erros mostram-se desprezíveis durante a evolução do processo iterativo. O número de canais $N_{e,\lambda}$ tem uma fraca influência sobre o perfil de temperatura calculado. As intensidades espectrais adimensionais calculadas por (8a) situam-se na faixa de 0,1839 a 0,1274 com um erro de 0,01085 (para $\epsilon_{\text{max}} = 1\%$ e $N_{e,\lambda} = 4$) a 0,024896 ($\epsilon_{\text{max}} = 10\%$ e $N_{e,\lambda} = 16$); (2°) para o perfil de segundo grau: para os mesmos níveis de erros adotados anteriormente, a convergência é ainda verificada.

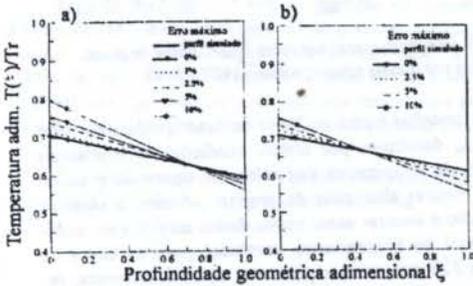


Fig. 2 Perfis de temperatura restituídos a partir de intensidades espectrais simuladas segundo uma distribuição de temperatura linear no interior do MST, e canais espectrais: (a) 4; (b) 16. $T_r = 1000\text{K}$; $\epsilon_c = 10^{-4}$

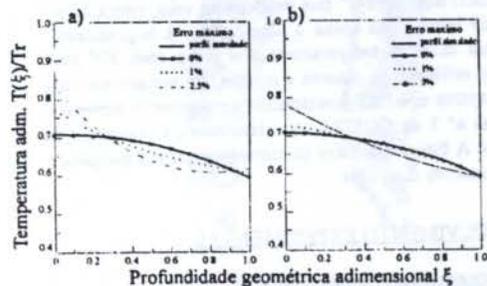


Fig. 3 Perfis de temperatura restituídos a partir de intensidades espectrais simuladas segundo uma distribuição de temperatura do 2° grau no MST, e canais espectrais: (a) 4; (b) 16. $T_r = 1000\text{K}$; $\epsilon_c = 10^{-4}$

Uma nítida melhora é constatada, comparando os resultados em função de $N_{e,\lambda}$. Em todo caso, a solução encontrada é de menor qualidade que aquela obtida no caso do perfil linear. A precisão dos resultados é melhor na metade superior do MST. Os desvios-padrão nesta simulação vão de 0,017950 ($\epsilon_{\text{max}} = 1\%$ e $N_{e,\lambda} = 4$) a 0,038073 ($\epsilon_{\text{max}} = 10\%$ e $N_{e,\lambda} = 16$).

CONCLUSÃO

Após os testes de simulação sobre a intensidade espectral de radiação emitida pelo MST, levando-se em conta dois tipos de perfis de temperatura no interior do MST, números de canais espectrais e erros máximos e aleatórios, constata-se que o método de Chahine (1974) permite restituir perfis de temperatura simulados.

O objetivo primordial do presente trabalho foi o de mostrar a viabilidade da utilização de técnicas de sensoramento remoto aplicadas a problemas relacionados com a determinação de perfis de temperatura em MST à radiação térmica, tais como o vidro. Com este intuito, definiu-se, matematicamente, o problema a ser resolvido (uma equação integral), o método empregado (o algoritmo numérico de Chahine) e a metodologia de simulação numérica. Os campos de intensidade espectral necessários ao cálculo foram obtidos mediante a imposição de perfis de temperatura no interior do MST os quais, em seguida, são restituídos, após a aplicação do algoritmo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Araújo, S.R., "Sondage thermique à distance de milieux vitreux: détermination des paramètres de sondage et restitution des profils de température", Tese de Doutorado, INSA de Lyon, Villeurbanne, França, 1994.

Böhm, K.-H., "A basic limit of the information contained in center-to-limb observations", *Astrophysical Journal*, p. 264-267, 1961.

Chahine, M.T., "Remote sounding of cloudy atmospheres. I. The cloud layer", *Journal of the Atmospheric Sciences*, Vol. 31, p. 233-243, 1974.

Chupp, R.E. and Viskanta, E., "Thermal remote sensing of temperature distribution in semitransparent solids: a numerical experiment", *ASME Paper*, No. 72-HT-5, 6 p., 1972.

Ferre, M., "Développement de méthodes numériques et expérimentales pour la restitution des profils de température dans les verres par télédétection infrarouge", Tese de Doutorado, Université de Poitiers, França, 188 p., 1988.

Özsisik, M.N., "Radiative transfer and interactions with conduction and convection", New York: John Wiley & Sons, Inc, 575 p., 1973.

Wang, J.Y. e Goulard, R., "Numerical solutions in remote sensing", *Applied Optics*, Vol. 14, No.4, p. 862-871, 1975.

ABSTRACT. The objective of this study is to present the temperature determination procedure for the semitransparent glass solid media, using a remote sensing technical. The basic equations being obtained, a typical glass problem is simulated where a temperature profile is determined by way an inversion of the radiative equation transfer using a non-linear numerical approach.

DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DOS CAMPOS DE TEMPERATURA EM ROLOS DE LINGOTAMENTO CONTÍNUO

Malta, A.A. - COSIPA/SP

Bastos, L.E.G. - COPPE/UFRJ

RESUMO

Em ambiente industrial foram realizados experimentos para medir as temperaturas de operação dos rolos de máquinas de lingotamento contínuo de aços recobertos com solda de aço inox. Na zona de extração e despenho utilizou-se a termografia e para zona do resfriamento secundário foi desenvolvido um dispositivo utilizando termopares inseridos em um rolo teste. Os resultados encontrados foram qualitativamente semelhantes aos de rolos convencionais, que não possuem a cobertura com solda.

INTRODUÇÃO

No processo de lingotamento contínuo de aços, os rolos das máquinas de lingotamento suportam e guiam o veio, formado pelo aço em processo de solidificação, com temperaturas superficiais próximas a 1000 °C.

Investigações sobre o comportamento térmico dos rolos em ambiente industrial de lingotamento contínuo já foram implementadas por Diener & Dortmund (1982) e Markarian et al. (1991), nesses trabalhos as temperaturas operacionais foram obtidas em rolos sem refrigeração interna, com termopares passando pelo centro do rolo. Os primeiros mostraram a relação e variação entre as temperaturas dos rolos com sua posição no resfriamento secundário, devido aos vários arranjos de bicos de "spray". Os segundos apresentaram o comportamento térmico dos rolos com a máquina de lingotamento em regime permanente e durante transientes operacionais e as relações entre empenos e tensões dos rolos. Perkins et al. (1985) analisaram diversos sistemas de refrigeração interna de rolos e suas respostas na minimização de empenos permanente durante a operação. Harabuchi et al. (1988) mostraram que o desempenho operacional dos rolos estava correlacionado com o tipo de material aplicado na solda ou na luva, bem como com as condições de gradientes e tensões térmicas.

As condições dimensionais e superficiais dos rolos são importantes fatores na qualidade do produto, segundo Ogiyashi et al. (1991), principalmente devido ao fenômeno de segregações centrais. Os rolos danificados são usualmente retirados de serviço para terem sua superfície e dimensões de projeto recuperadas, eliminando-se as trincas através de soldagem e usinagem ou através de trocas de luvas no caso de rolos encamisados. A vida operacional útil dos rolos é influenciada por ciclos de gradientes e tensões térmicas em sua superfície, que induzem trincas e empenos permanentes devido a fadiga térmica. A figura 1 mostra o desempenho dos vários tipos de rolos nas máquinas de lingotamento contínuo da COSIPA, onde a vida operacional de projeto é uma expectativa fornecida pelo fabricante do equipamento. Os rolos de diâmetro 180 mm estão na região próxima ao molde de lingotamento, os de diâmetros 410 mm na zona de extração e despenho e os de diâmetros 245 e 320 mm na zona de resfriamento secundário do processo.

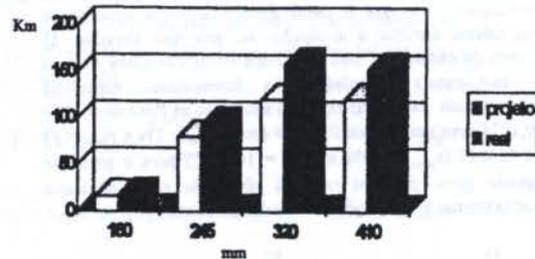


Figura 1: vida operacional dos rolos (quilômetros de placa lingotada por tipo de rolo) - período: 1987 a 1992

Para capacitar a uma melhoria de desempenho dos rolos na COSIPA, decidiu-se por efetuar medições experimentais dos campos de temperatura dos rolos em operação e assim, possibilitar futuras alterações de projeto. Assim, o objetivo deste trabalho é mostrar esses novos dados medidos no ambiente industrial do lingotamento contínuo, para os casos de rolos 410 e 320 mm, mais importantes operacionalmente, recobertos com solda e refrigerados por um canal central e as metodologias utilizadas para as medições. Para o caso dos rolos com 410 mm localizados na zona de extração e despenho da máquina foi utilizado a termografia. Para o caso dos 320 mm, a névoa de vapor na câmara de resfriamento secundário, oriundo dos "sprays" que incidem no veio, causa interferências de leitura que torna a termografia impraticável. Assim, para obter as temperaturas dos rolos com 320 mm, que sofrem refrigeração externa e interna, foi testado um rolo com termopares tipo "K" posicionado no segmento número 6 da máquina nº 3 da COSIPA, que tem raio de curvatura de 10750 mm. A figura 2 mostra esquematicamente a máquina e o posicionamento dos rolos.

DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

TERMOGRAFIA DOS ROLOS 410 mm

As imagens térmicas, campos de temperatura, foram obtidas posicionando o equipamento na plataforma lateral superior da máquina, possibilitando uma imagem frontal de todos os rolos superiores da zona de extração e despenho a

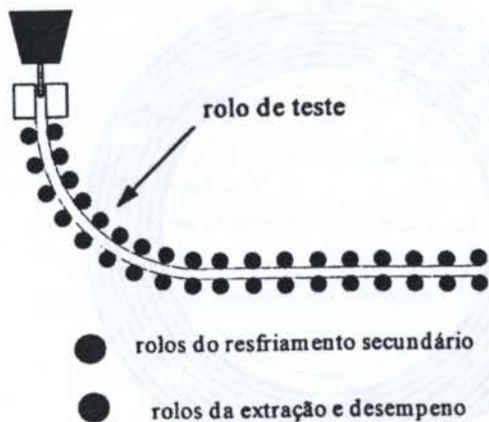


Figura 2: Posição esquemática do rolo de teste com 320 mm

uma distância de aprox. 16 metros. A emissividade estimada para se efetuar as medições foi de 0,79 para faixa de temperaturas observadas e a temperatura ambiente de 45°C. A figura 3 apresenta alguns resultados típicos obtidos com a máquina de lingotamento operando em regime permanente.

Erro de medição. O erro de medição da temperatura através da radiação emitida pelo corpo pode ser estimado em função do erro na avaliação da emissividade utilizada (estimada) para medição. Segundo Holman (1982) a temperatura real do corpo pode ser estimada pela temperatura medida T_0 e a relação entre as emissividades real e estimada como:

$$T = T_0 \left(\frac{\epsilon}{\epsilon_r} \right)^{1/4}$$

onde ϵ é a emissividade estimada
e ϵ_r é a emissividade real

Como todos os rolos sofreram recuperação com solda de aço inox na superfície, a determinação da emissividade real da superfície é difícil. Assim, o erro de medição foi avaliado fazendo-se a suposição de que a emissividade real era de 0,75. Como as temperaturas superficiais dos rolos são de aproximadamente 400°C, pode-se, então, estimar o erro para estas medições em $\pm 5^\circ\text{C}$.

TEMPERATURAS DOS ROLOS 320 mm

Foi desenvolvido um dispositivo para medir as temperaturas de um rolo usando termopares como mostrado na figura 4. O rolo testado foi fabricado com aço 16 CrMo 4.4, tendo 2000 mm de comprimento (como todos os rolos da máquina), 320 mm de diâmetro externo e 60 mm de diâmetro interno. Esse rolo foi recoberto com 10 mm de solda AISI 410. Os vários dados operacionais como: velocidade de lingotamento da máquina, dimensões do veio e condições operacionais dos "sprays" foram registrados.

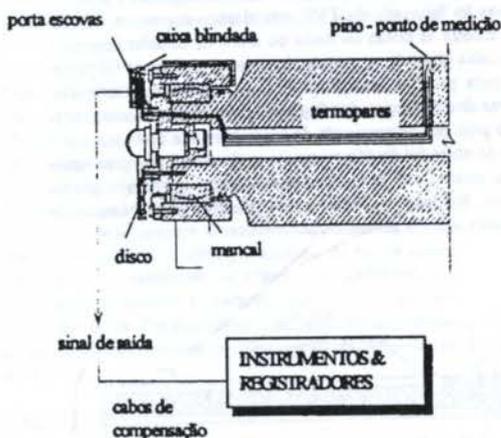


Figura 4: Esquema do aparato de medição com termopares

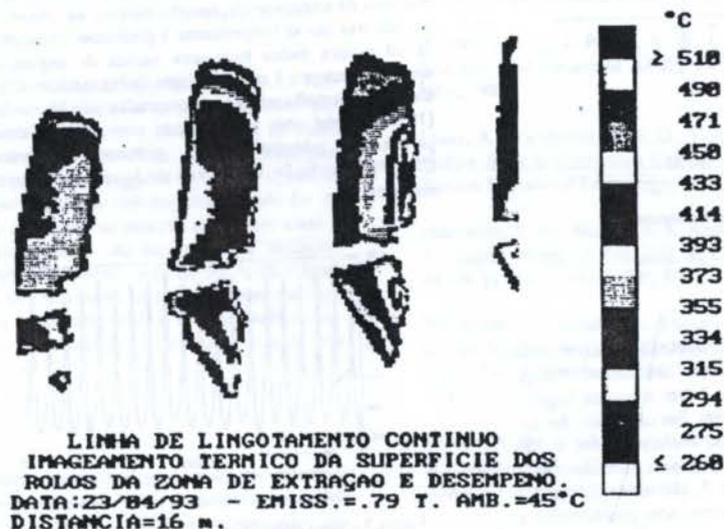


Figura 3: Resultados típicos da termografia dos rolos 410 mm

Aparato de medição. Os termopares foram posicionados radialmente no rolo através de um pino de 10 mm de diâmetro introduzido num furo no centro axial do rolo, da superfície até o furo interno. Os cabos termopares foram passados pelo centro do rolo saindo do seu interior na região dos mancais de rolamento e conectados a um sistema de anéis e escovas. O pino, mostrado na figura 5, foi projetado especialmente para evitar fluxo de água através do seu furo de alojamento e ajustar 4 termopares posicionados 2,5; 11; 16 e 22 mm de distância da superfície do rolo. A pressão interna da água é de aproximadamente 4 MPa. Para manter a semelhança construtiva com o rolo, o pino foi confeccionado com o mesmo material do rolo e em sua extremidade recebeu uma camada de solda idêntica a do rolo. O pino foi radiografado para certificar a correta posição de cada um dos canais dos termopares. Devido a baixa rotação de operação do rolo, 1 rpm, as interferências e o calor gerado pelo atrito das escovas sobre o disco podem ser considerados desprezíveis, tornando possível utilizar o sistema de anéis e escovas para transmitir os sinais dos termopares para os cabos de compensação. Os anéis foram confeccionados em placas de circuito impresso e o porta-escovas foi fabricado de TVE, um plástico comercial. A figura 6 mostra as pistas ou anéis do disco de circuito impresso. Uma caixa blindada composta de dois componentes foi projetada para proteger o sistema do disco de anéis e o porta-escovas dos respingos dos "sprays" do resfriamento secundário. O primeiro componente da caixa blindada que ajustava o disco de anéis foi fixado no pescoço do rolo para girar junto com o mesmo e o outro componente que ajustava o porta-escovas, funcionava como uma tampa flutuante pressionada por molas sobre o primeiro componente.

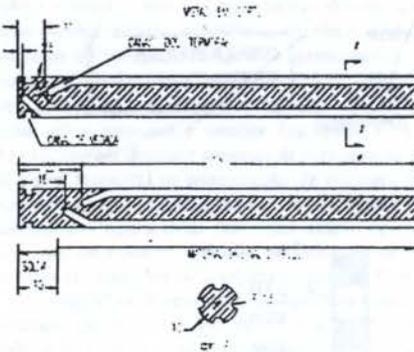


Figura 5 - Pino para ajustar os termopares.

RESULTADOS

Foram analisados 20 ciclos de rotação do rolo teste com a máquina de lingotamento em condição operacional de regime permanente com a velocidade de 1 rpm e veio de lingotamento com dimensões 290 x 1800 mm. Em cada ciclo foi coletado 120 valores de temperaturas, correspondente a 120 posições angulares do pino de medição, para cada um dos 4 termopares nele ajustado. Na figura 7, são mostrados os 20 ciclos que foram medidos com os termopares posicionados a 2,5 mm da superfície do rolo. Esses 20 ciclos forneceram, então, após análise estatística, os valores médios das tempera-



Figura 6 - Pistas do disco de circuito impresso.

turas em cada posição angular do rolo, mostrados na figura 8, para os termopares nas posições 2,5; 11; 16 e 22 mm. Embora esses resultados encontrados sejam qualitativamente semelhantes aos encontrados na literatura para rolos sem solda superficial, na posição de contato com o veio as temperaturas medidas foram maiores que as obtidos por Diener & Dortmund (1982) e por Markarian et al. (1991), provavelmente devido a um menor arrefecimento externo no caso da máquina da COSIPA.

Para as situações de transientes operacionais, nenhum tratamento estatístico foi dado aos valores medidos. No início de operação da máquina, as temperaturas do rolo são estabilizadas, como no regime permanente, após treze ciclos de rotação a 2,5 mm da superfície do rolo, como mostrado na figura 9. Quando o processo de lingotamento é interrompido para que se cumpra rotinas operacionais por 1 a 3 minutos as temperaturas superficiais do rolo alcançam os maiores valores no ponto de contato com o veio. Os valores desses picos de temperaturas estão relacionados com o período de parada da máquina de lingotamento, quanto maiores os tempos de parada, maiores são as temperaturas e gradientes térmicos. A figura 10 mostra dados para uma parada de lingotamento de aproximadamente 1 minuto. Esses dados também são qualitativamente semelhantes aos encontrados por Markarian et al. (1991), porém com temperaturas menores, em situação de parada de máquina similar, provavelmente porque na COSIPA a redução dos fluxos de água dos "sprays" sejam menores.

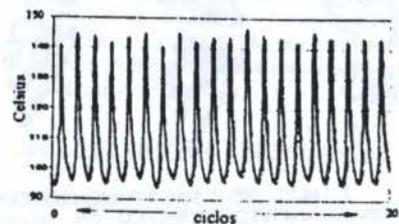


Figura 7 - Vinte ciclos de temperatura do rolo teste com a máquina de lingotamento em regime (termopar posicionado a 2,5 mm da superfície).

Tabela 1 - Incertezas das medidas experimentais

ERRO	ORIGEM	SÍMBOLO	VALOR (°C)	
precisão	desvio padrão	$\epsilon_s = \pm \sigma$	$\pm 2,9$	
fixos	calibração	instrumento	β_1	$\pm 0,6$
		termopar	β_2	$\pm 1,0$
	aquisição	ajuste dos termopares	β_1	$\pm 2,0$
		incerteza na rotação do rolo	β_2	$\pm 0,5$
		transmissão do sinal	β_3	$\pm 0,5$
redução	coleta e manuseio dos dados	β_1	$\pm 0,5$	
incerteza de medição total	$\delta = \beta + \epsilon_s$ $\delta = (\beta_1^2 + \beta_2^2 + \beta_3^2 + \beta_4^2 + \beta_5^2 + \beta_6^2)^{1/2}$		$\pm 5,4$	

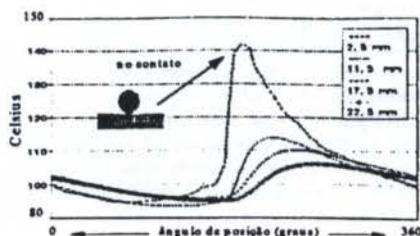


Figura 8 - Médias das temperaturas nos 4 termopares.

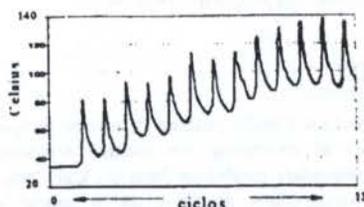


Figura 9 - Temperaturas do rolo no início de operação da máquina de lingotamento (termopar a 2,5 mm da superfície do rolo)

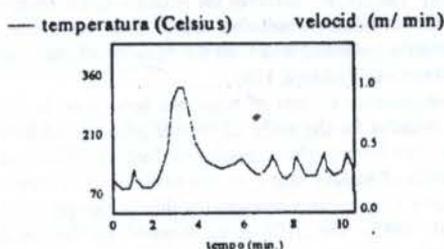


Figura 10 - Variação (aumento) da temperatura com a variação de velocidade da máquina (termopar a 2,5 mm da superfície do rolo).

Análise estatística e erros de medidas A análise de variância ANOVA, com a distribuição F, como indicado por Winner (1971), foi usada para mostrar que todos os 20 ciclos tiveram o mesmo tratamento de medição, assim, as distorções entre os valores de um ciclo para outro é devido aos erros experimentais. O desvio padrão máximo encontrado foi de 1,4 °C a 2,5 mm da superfície, na posição de contato entre o rolo e o veio de lingotamento. As incertezas das medições foram analisadas conforme indicado pela norma ANSI/ASME PTC 19.1 (1985) e são mostradas na tabela 1. Para natureza do experimento, em escala industrial, o erro da medição encontrado pode ser considerado satisfatório para garantir boa confiança nos resultados.

CONCLUSÕES

Os experimentos desenvolvidos em ambiente industrial possibilitaram obter novos dados sobre o comportamento dos rolos de lingotamento contínuo. Embora esses resultados gerais encontrados sejam-se qualitativamente semelhantes aos vistos literatura para rolos convencionais sem cobertura de

solda, os rolos com solda apresentaram valores de temperatura maiores durante a operação da máquina em regime permanente.

A termografia dos rolos 410 mm mostrou que os rolos trabalham em regime permanente e sem refrigeração externa a temperaturas bem mais elevadas que os rolos 320 mm.

O aparato que mediu as temperaturas do rolo teste de 320 mm mostrou-se satisfatório para efetuar medições com nível de erro aceitável para o ambiente industrial.

Finalmente, o conhecimento dos campos de temperaturas dos rolos de lingotamento com solda superficial em situação operacional capacitou, assim, a análises de novos desenhos de projeto que minimizem os efeitos dos gradientes térmicos que ocorrem durante a operação, para buscar melhoria de vida útil dos rolos. Oportunamente, poderão ser apresentados dados com novos projetos de rolos que deverão ser testados na COSIPA.

REFERÊNCIAS

- Diener, A. & Dortmund, A. D., *Heat Exchange Between Strands and Guide Rollers in Secondary Cooling Zone of a Slab Continuous Casting Machine*, Arch. Eisenhüttenwes, 53, pp. 13-20, January Nr. 1, 1982.
- Harabuchi, T. B. & Pehlke, R. D., *Continuous Casting*, The Iron and Steel Society of AIME, Volume Four, Warrendale, USA, 1988.
- Malta, A. A. e Bastos, L. E. G., *Thermal Analysis of Coated Hollow Rolls in Continuous Casting Steel Slab*, VII CMEM, Wessex Institute of Technology, Capri, Italia, 1995.
- Markarian, K. M., Rumler, A. J., Emling, W. H. & Ream, P. A., *Improvement of Roll Life in Continuous Slab Caster*, I&SM, pp. 43-51, November, 1991.
- Ogibayashi, S., Yamada, M., Yoshida, Y. & Mukai, *Influence of Roll Bending on Center Segregation in Continuously Cast Slabs*, ISIJ International, Vol 31, Nr 12, pp 1408-1415, 1991.
- Perkins, A., Brooks, M. G. & Haleen, R. S., *Roll Performance in Continuous Slab Casting Machines*, Ironmaking and Steelmaking, Vol. 12, Nr. 6, 276, 1985.
- Winner, B. J., *Statistical Principles in Experimental Design*, Chapter 3, MacGraw-Hill Book Company, USA, 1971.

INFLUENCE OF THE THERMOPHYSICAL PROPERTIES UNCERTAINTIES
ON THE SOLUTION OF THE INVERSE HEAT
CONDUCTION-RADIATION PROBLEM

N. J. Ruperti Jr., M. Raynaud and J. F. Sacadura
Centre de Thermique - URA CNRS 1372 - INSA Lyon
69621 Villeurbanne Cedex - France
E-mail: raynaud@cethil.insa-lyon.fr

SUMMARY

The inverse problem of estimating surface temperatures and fluxes from simulated temperature measurements within a semitransparent slab is studied. The inverse method is shortly described. The influence of the thermophysical properties uncertainties is shown for a problem where the surface conductive and radiative fluxes are in the same order of magnitude. Surprisingly the results show that the proposed technique is much more sensitive to the uncertainties on the conductive properties than on the radiative ones.

NOMENCLATURE

- c_p = specific heat
- I_λ = monochromatic radiative intensity
- $I_{\lambda b}$ = black body monochromatic radiative intensity
- k = thermal conductivity
- L = slab thickness
- T_r = reference temperature
- $\Delta\lambda$ = band width
- κ = absorption coefficient
- λ = wavelength
- $\bar{\sigma}$ = Stefan-Boltzman constant, $5.6699 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$

Dimensionless Groups and Parameters

- M = total number of grid points
- N = conduction-to-radiation parameter, $N = k/4n^2\bar{\sigma}T_r^3L$
- n = refraction index
- Q' = radiative heat flux, $Q'(\tau, \xi) = q'(x, t)/4n^2\bar{\sigma}T_r^4$
- S = difference between exact and estimated heat flux at $\tau=0$, Eq. (6)
- Y_1, Y_2 = temperature histories at the first and second thermocouple locations
- α = thermal diffusivity, $\alpha = k/\rho c_p$
- $\Delta\tau$ = space step
- $\Delta\xi$ = time step
- ϕ_0 = incident heat flux at $\tau=0$, $\phi_0(\xi) = q_0(t)L/kT_r$
- ϕ_{max} = maximum value of the surface heat flux,
 $\phi_{max} = q_{max}L/kT_r$
- μ = cosine of the angle between the direction of the radiation intensity and the positive x axis.
- θ = temperature, $\theta(\tau, \xi) = T(x, t)/T_r$
- τ = space coordinate, $\tau = x/L$
- ξ = time, $\xi = \alpha t/L^2$

Subscripts

- 0 = initial condition
- i = grid space index
- j = node number at $\tau=0.5$

Superscripts

- m = final time
- n = time index
- r = radiative flux

INTRODUCTION

The inverse heat transfer problem in a semitransparent medium consists in estimating the internal temperature profiles and the boundary conditions from the knowledge of local internal temperatures or from the measured exit radiative intensities. The problem is called an Inverse Heat Conduction-Radiation Problem (IHCRP) when the temperature distribution is to be estimated from transient temperature measurements within the solid (Ruperti et al., 1994, 1995). The IHCRP involves the solution of the energy equation with a unknown radiative source term while other inverse radiative problems deal with the equation of radiative transfer (Mann and Viskanta, 1995).

A considerable amount of work has been done in the past three decades for the study of inverse problems in heat conduction. The Inverse Heat Conduction Problem (IHCP) is the estimation of surface heat flux and temperature histories from transient temperatures measured within an opaque solid (Beck et al., 1985). The IHCP is an ill-posed problem, and small inaccuracies in the measured interior temperatures can cause large oscillations in the calculated surface conditions. Several numerical techniques have been proposed to reduce the sensitivity to measurement errors. Unfortunately, in all of the inverse techniques, it has been shown (Hills et al., 1986; Raynaud and Beck, 1988) that a greater stability is only achieved with a loss of resolving power. A recent review in the IHCP can be found in the books of Hensel (1991) and Murio (1993).

The purpose of this paper is to study the influence of the thermophysical properties uncertainties, as the absorption coefficient and the thermal conductivity, on the solution of a IHCRP. A space-marching inverse technique (Raynaud and Bransier, 1986a, b), previously employed to solve the IHCP, was adapted to problems where radiative transfer must be taken into account. The use of this technique allows for the estimation of the internal radiative fluxes, the temperature distribution, and surface heat flux histories from temperatures measured within the solid. A test case is used to simulate temperature measurements at the thermocouple locations by the solution of a direct problem. Then, the inversions are performed from these data, and the estimated surface heat flux histories are compared with the imposed time-dependent heat flux.

INVERSE PROBLEM FORMULATION

The problem is illustrated by the one dimensional plane parallel slab shown in Fig. (1). The IHCRP consists in estimating the surface heat flux, $q_0(t)$, and the temperature histories in the whole domain from two distinct internal temperature measurements such as $x=L/2$ and $x=L$. The boundary conditions for the radiative problem are given by two infinite black walls. Herein the case of an homogeneous, nongray, nonscattering semitransparent medium is considered.

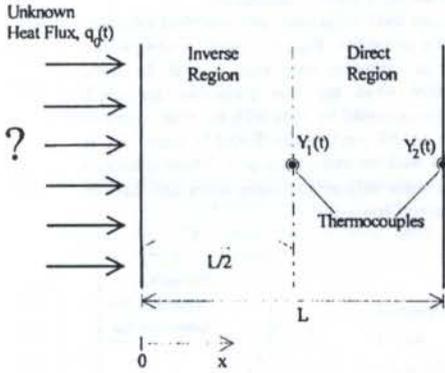


Fig. 1 - Surface heat flux estimation from temperatures measured at $x=L/2$ and $x=L$.

The energy equation for the coupled conductive and radiative heat transfer in the semitransparent slab is expressed in dimensionless form as:

$$\frac{\partial \theta(\tau, \xi)}{\partial \xi} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial}{\partial \tau} \left[\frac{\partial \theta(\tau, \xi)}{\partial \tau} \right] - \frac{1}{N} \frac{\partial Q'(\tau, \xi)}{\partial \tau}, \quad 0 < \tau < 1, \xi > 0 \quad (1.a)$$

with the homogeneous initial condition:

$$\theta(\tau, \xi) = \theta_0, \quad \xi = 0, 0 < \tau < 1 \quad (1.b)$$

with the boundary conditions given by the known temperatures at $\tau=0.5$ and $\tau=1$:

$$\theta(\tau, \xi) = Y_1(\xi), \quad \tau = 0.5, \xi > 0 \quad (1.c)$$

$$\theta(\tau, \xi) = Y_2(\xi), \quad \tau = 1, \xi > 0 \quad (1.d)$$

and with the unknown boundary condition at $\tau=0$:

$$-\frac{\partial \theta(\tau, \xi)}{\partial \tau} + \frac{Q'(\tau, \xi)}{N} = \phi_0(\xi), \quad \tau = 0, \xi > 0 \quad (1.e)$$

where $\phi_0(\xi)$ is the dimensionless unknown surface heat flux to be determined.

The equation of radiative transfer must be solved simultaneously with the previous set of equations, in order to provide the radiative source terms of Eq. (1.a). The equation of radiative transfer is given by:

$$\frac{\mu}{L} \frac{dI_\lambda(\tau, \mu)}{d\tau} + \kappa_\lambda I_\lambda(\tau, \mu) = \kappa_\lambda I_{\lambda b}(\theta), \quad 0 < \tau < 1, -1 < \mu < 1 \quad (2.a)$$

with the following boundary conditions:

$$I_\lambda(0, \mu) = I_{\lambda b}(\theta_1), \quad \tau = 0, \mu > 0 \quad (2.b)$$

$$I_\lambda(1, \mu) = I_{\lambda b}(\theta_2), \quad \tau = 1, \mu < 0 \quad (2.c)$$

The equation of radiative transfer is solved by using the discrete ordinates method associated with a control volume technique (Lathrop, 1969). The dimensionless radiative fluxes are calculated by the following expression:

$$Q'(\tau, \xi) = \frac{1}{4n^2 \sigma T^4} \int_{-1}^1 \mu I_\lambda(\tau, \mu) d\mu \quad (3)$$

SOLUTION OF THE NONLINEAR INVERSE PROBLEM

The slab thickness is divided into a direct and an inverse region as shown in Fig. (1). The problem in the direct region $0.5 \leq \tau \leq 1$ is a boundary value problem with boundary conditions of the first kind given by the temperature measurements $Y_1(\xi)$ and $Y_2(\xi)$. The problem in the inverse region consists in estimating all of the unknown temperature histories as indicated on the computational mesh of Fig. (2).

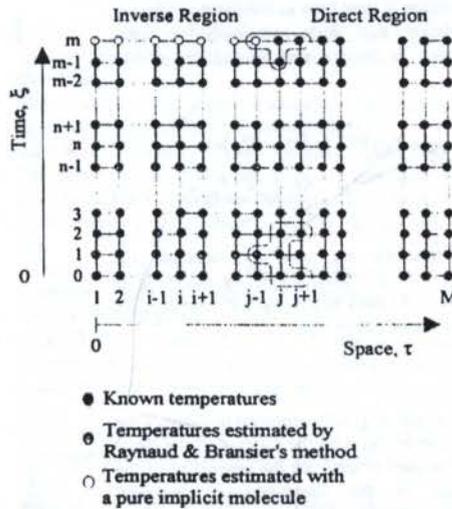


Fig. 2 - Computational molecules used to estimate temperatures.

The following iterative algorithm is proposed to solve the nonlinear inverse heat conduction-radiation problem:

- Step 1 - Approximate the unknown temperature history at $\tau=0$ as the mean of $Y_1(\xi)$ and $Y_2(\xi)$.
- Step 2 - Compute the radiative source terms from the solution of the energy equation combined to the radiative transfer solution in the whole domain, with the boundary conditions given by the temperatures measured at $\tau=1$ and the surface temperatures computed in Step 1 for the first iteration, and Step 4 for the other iterations.
- Step 3 - Solve the energy equation in the direct region with the radiative flux profiles computed in Step 2.
- Step 4 - Solve the energy equation in the inverse region with the source terms computed in Step 2 and the temperatures at node j (measurement point) and node $j+1$ (calculated in Step 3).

Step 5 - Continue the iterations (Steps 2 to 4) until convergence of the temperatures at $\tau=0$, then calculate the unknown surface heat flux. Otherwise, under-relax the surface temperatures and go to Step 2.

The explicit formulation proposed by Raynaud and Bransier (1986a, b), represented in Fig. (2) initially employed to solve the IHCP is adapted to consider the radiative heat source of Eq. (1.a). The radiative heat transfer being almost instantaneous, it is not necessary to make a time averaging between past and future values of the radiative heat flux. Thus, the source term of Eq. (1.a) is approximated by central differences transforming the computational molecule of Raynaud and Bransier into another explicit relation to estimate the temperatures in the inverse region:

$$\theta_{i-1}^n = \theta_i^n + \frac{\Delta\tau_i^2}{2\Delta\xi} (\theta_i^{n+1} - \theta_i^{n-1}) + \frac{1}{2} [(\theta_i^{n+1} - \theta_{i+1}^{n+1}) + (\theta_i^{n-1} - \theta_{i-1}^{n-1})] + \frac{\Delta\tau_i}{2N} (Q_{i+1}^n - Q_{i-1}^n) \quad (4)$$

The calculations of the radiative source terms, Step 2, require that the temperatures must be known over the complete spatial domain. Since Eq. (4) can not be applied to estimate the temperature at time $\xi=m$ as indicated in Fig. (2), a less stable relation that does not introduce future temperatures was used. A classical pure implicit formulation is chosen:

$$\theta_{i-1}^n = \theta_i^n + \frac{\Delta\tau_i^2}{\Delta\xi} (\theta_i^n - \theta_i^{n-1}) + (\theta_i^n - \theta_{i+1}^n) + \frac{\Delta\tau_i}{2N} (Q_{i+1}^n - Q_{i-1}^n) \quad (5)$$

These two relations are used to calculate the temperatures in the inverse region simply by marching in space from $i=j-1$ to 1. At each step toward the surface, the temperatures are calculated for $n=1$ to m .

TEST CASE

A classical test case originally proposed to evaluate the performance of inverse methods on the solution of the IHCP (Beck et al., 1985) is used to evaluate the sensitivity of the proposed algorithm to the thermophysical property uncertainties. A total heat flux which varies in time in a triangular fashion is imposed on $\tau=0$ while the surface at $\tau=1$ is kept perfectly insulated. The input data for the solution of the direct problem are:

$$k=0.1 \text{ W/mK}; n=1; q_{\max}=1000 \text{ W/m}^2; L=0.01 \text{ m}; \\ \alpha=10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}; T_0=773\text{K}; N=0.1$$

The absorption coefficient varies as a step function as follow:

$$\begin{cases} \kappa = 0, \lambda < 1 \mu\text{m}, \\ \kappa = 50 \text{ m}^{-1}, 1 \mu\text{m} < \lambda < 3 \mu\text{m}, \\ \kappa = 500 \text{ m}^{-1}, 3 \mu\text{m} < \lambda < 5 \mu\text{m}, \\ \kappa = \infty, \lambda > 5 \mu\text{m} \end{cases}$$

The flux estimations at $\tau=0$ can be compared with the incident heat flux. The difference between the exact heat flux and the estimate heat flux at $\tau=0$ is used to evaluate the quality of the inversion:

$$S = \frac{1}{\phi_{\max}} \left[\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (\phi_i^n - Q_i^n)^2 \right]^{1/2} \quad (6)$$

the smaller S , the better the inversion.

The inversions were performed considering errors of 10% on the true values of k , c_p , κ and $\Delta\lambda$, as will be discussed below.

NUMERICAL RESULTS

An equally spaced computational grid with 61 nodes (31 in the inverse region) and the dimensionless time step $\Delta\xi=0.01$ were chosen to perform the inversions. Figure 3 shows that the conductive and radiative parts of the total heat flux at $\tau=0$ are in the same order of magnitude.

The inversions were performed with modified values of the thermophysical properties. Figure 4 shows a comparison between exact and estimated heat flux at $\tau=0$ for three situations: $S=0.069$ when the true properties are used, $S=0.072$ when κ is increased by 10% with the true values of the band widths ($\Delta\lambda=2 \mu\text{m}$), while $S=0.077$ when $\Delta\lambda$ is decreased by 10% with the true values of κ . These situations correspond to the most unfavorable cases when only one of the radiative properties is in error.

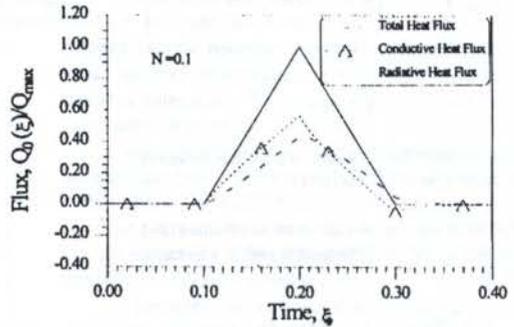


Fig. 3 - Conductive and radiative contributions on the total heat flux at the surface, $\tau=0$.

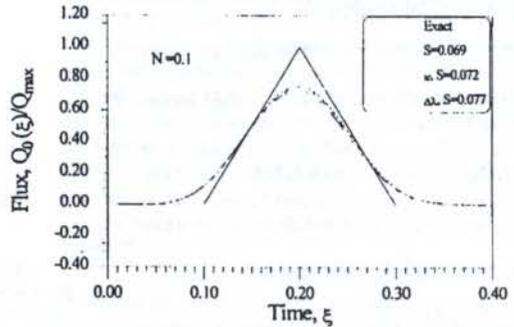


Fig. 4 - Comparison between exact and estimated heat flux at $\tau=0$, considering the uncertainty on the values of κ or $\Delta\lambda$.

Figure 5 shows the results obtained for the most favorable and the most unfavorable cases. The most favorable situation, $S=0.061$, occurs for a decrease of 10% of κ and an increase of 10% of $\Delta\lambda$, while the worst one, $S=0.080$, corresponds to the opposite case: increase of 10% of κ and decrease of 10% of $\Delta\lambda$.

The same test was used to study the uncertainties on the conductive properties. The use of a greater value of k and a smaller value of c_p leads to the worst estimation. Figure 6

shows the results obtained for three situations: when true data are used, when k is magnified by 10% while c_p is kept unchanged ($S=0.074$), and when c_p is decreased by 10% with the true value of k ($S=0.097$).

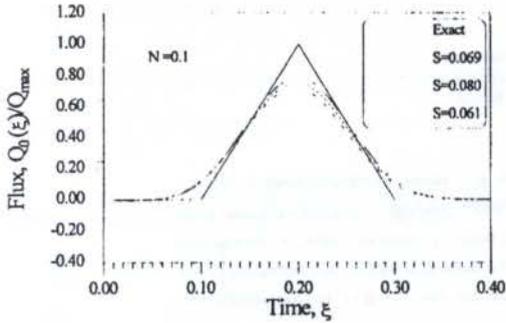


Fig. 5 - Comparison between exact and estimated heat flux at $\tau=0$, considering the most favorable and the most unfavorable cases of uncertainty on the radiative properties.

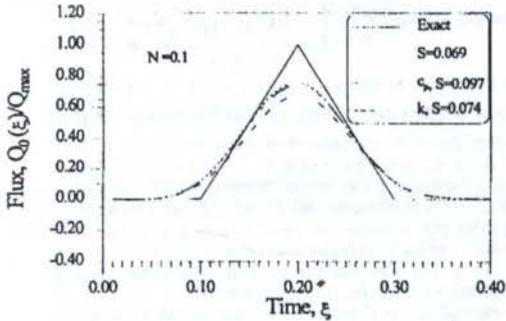


Fig. 6 - Comparison between exact and estimated heat flux at $\tau=0$, considering the uncertainty on the values of k or c_p .

A comparison between the most favorable (0.057) and the most unfavorable (0.103) cases is made in Fig. 7. Notice that the inversions are more sensitive to uncertainties on the thermal properties than on the radiative properties as can be observed from Figs. (5,7).

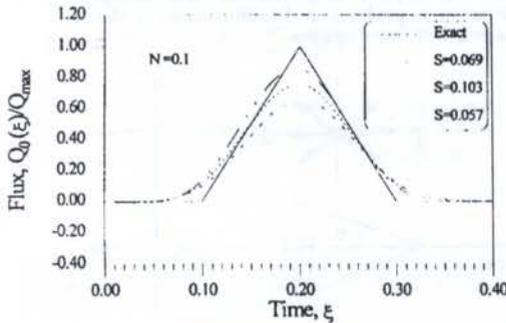


Fig. 7 - Comparison between exact and estimated heat flux at $\tau=0$, considering the most favorable and the most unfavorable cases of uncertainty on the conductive properties.

CONCLUSION

This work showed the influence of the thermophysical uncertainties on the estimation of surface heat fluxes in semitransparent media from internal transient temperature measurements. A space-marching technique whose performance is already known for the solution of such a type of problem has been used. A test case where the radiative and conductive heat transfer are in the same order of magnitude has been studied. The estimations were performed considering errors of 10% on the true values of the thermophysical properties, and the temperature measurements were simulated numerically. Surprisingly the results show that the inverse method is much more sensitive to the uncertainties on the conductive properties than on the radiative properties.

ACKNOWLEDGEMENTS

The first author would like to acknowledge the financial support of Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico - CNPq (Brasil), under grant No. 200888/91-9, and the facilities provided by the Centre de Thermique de l'INSA de Lyon.

REFERENCES

- Beck, J. V., Blackwell, B., and St. Clair, C. R., Jr., 1985, *Inverse Heat Conduction: Ill-Posed Problems*, Wiley, New York.
- Hensel, E. H., 1991, *Inverse Theory and Applications for Engineers*, Prentice-Hall, Englewood Cliffs.
- Hills, R. G., Raynaud, M., and Hensel, E., 1986, "Surface Variance Estimates Using an Adjoint Formulation for a One-Dimensional Nonlinear Inverse Heat Conduction Technique," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 10, pp. 441-461.
- Lathrop, K. D., 1969, "Spatial Differencing of the Transport Equation: Positivity vs. Accuracy," *Journal of Computational Physics*, Vol. 4, 475-498.
- Mann, D., and Viskanta, R., 1995, "An Inverse Method for Determining Transient Temperature Distribution in Glass Plates," *Inverse Problems in Engineering*, Vol. 1, pp. 273-291.
- Murio, D. A., 1993, *The Mollification Method and the Numerical Solution of Ill-Posed Problems*, Wiley, New York.
- Raynaud, M., and Bransier, J., 1986a, "A New Finite Difference Method for Nonlinear Inverse Heat Conduction Problem," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 9, No. 1, pp. 27-42.
- Raynaud, M., and Bransier, J., 1986b, "Experimental Validation of a New Space Marching Finite Difference Algorithm for the Inverse Heat Conduction Problem," *Proceedings of the Eighth International Heat Transfer Conference*, Vol. 2, pp. 603-608, San Francisco, CA.
- Raynaud, M., and Beck, J. V., 1988, "Methodology for Comparison of Inverse Heat Conduction Methods," *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 110, pp. 30-37.
- Rupert, N. J., Jr., Raynaud, M., et Sacadura, J. F., 1994, "Application de Méthodes Inverses à des Milieux Semi-Transparents Non-Diffusants : Détermination de Températures et Flux Surfiques Transitoires," *Congrès SFT 94*, Paper No. 111, Paris.
- Rupert, N. J., Jr., Raynaud, M., and Sacadura, J. F., 1995, "Sensitivity to Measurement Noises of the Coupled Inverse Heat Conduction-Radiation Problem," *1995 ASME National Heat Transfer Conference*, Aug. 5-9, Portland, Oregon.

RADIÇÃO E CONDUÇÃO COMBINADAS EM UM MEIO SEMITRANSARENTE COM ABSORÇÃO E DIFUSÃO ISOTRÓPICA

Vicente de Paulo Nicolau

Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina
88010-970 - Florianópolis - SC - Brasil

RESUMO

O transporte de calor simultâneo por condução e radiação em um meio semitransparente plano é considerado. O meio apresenta emissão, absorção, bem como difusão isotrópica, estando situado entre superfícies negras. A equação de transporte radiativo, aplicada aos vários pontos do meio, é discretizada através de diferenças finitas. Um método de solução de equações não-lineares é usado. As distribuições de temperatura, fluxos de calor e intensidades de radiação obtidas em função dos vários parâmetros envolvidos são apresentadas e discutidas.

INTRODUÇÃO

Materiais semitransparentes encontram grande aplicação prática em vários domínios da engenharia. Estes materiais podem aparecer como materiais não-difusores, como vidros, plásticos, lâminas d'água, onde ocorre a absorção somente. Podem também surgir como difusores, no caso de isolantes fibrosos, meios porosos, partículas em suspensão, etc., onde além da absorção ocorre também a difusão da radiação. Em razão desta extensa utilização, inúmeros trabalhos têm sido executados no sentido de identificar os fenômenos de transporte de calor envolvidos nestes casos. São trabalhos relativos à criação de modelos teóricos, trabalhos experimentais e trabalhos de identificação das características dos meios e superfícies. Analisa-se as trocas por radiação isolada bem como os processos combinados de radiação-condução ou radiação-convecção.

No caso de processos combinando condução e radiação, um problema de aparente simplicidade consiste em determinar o perfil de temperatura em um meio plano situado entre superfícies. O problema foi abordado há algum tempo por Viskanta e Grosh (1962), que analisaram o caso de um meio absorvedor cinzento. Por sua vez, Viskanta (1965) analisou um meio cinzento absorvedor com difusão isotrópica. Mais recentemente Yuen e Wong (1980) consideraram a difusão anisotrópica para o mesmo caso de um meio plano entre superfícies. O modelo de difusão adotado foi o da difusão linear-anisotrópica. Como solução o método usado consistiu na expressão da temperatura do meio e da temperatura do meio na quarta potência, em séries de potências.

No presente trabalho aborda-se o caso do meio plano com absorção e difusão isotrópica, situado entre superfícies negras, determinando-se o perfil de temperatura, os fluxos de calor envolvidos e as intensidades de radiação. Os resultados para o perfil de temperatura são obtidos com o uso de métodos iterativos para a solução de sistemas de equações não-lineares. Normalmente apresentado como um problema composto por duas equações acopladas, pode-se reduzi-lo a uma equação apenas para a temperatura, sendo a solução obtida rapidamente. Embora muitos materiais sejam não-cinzentos, conforme a determinação experimental de suas propriedades (Nicolau 1994, Yeh e Roux 1989, Glicksman et al 1987), a presente análise é ainda pertinente. Trata-se de um importante problema básico de troca de calor combinando condução e radiação de grande interesse acadêmico e geral.

ANÁLISE

A equação de transporte radiativo (ETR), Siegel e Howell (1992), aplicada a uma amostra plana semitransparente, figura 1, meio cinzento e com difusão isotrópica, permite obter as seguintes equações para a intensidade de radiação:

$$i^+(k, \mu) = i^+(0, \mu) \exp\left(-\frac{k}{\mu}\right) + \int_0^k I(k^*, \mu) \exp\left(\frac{k-k^*}{\mu}\right) \frac{dk^*}{\mu} \quad (1)$$

$$i^-(k, \mu) = i^-(k_D, \mu) \exp\left(\frac{k_D-k}{\mu}\right) - \int_k^{k_D} I(k^*, \mu) \exp\left(\frac{k^*-k}{\mu}\right) \frac{dk^*}{\mu} \quad (2)$$

sendo $k = K \cdot x$ a coordenada óptica (x é a coordenada geométrica) e $K = \sigma_s + a$ o coeficiente de extinção dado pela soma do coeficiente de difusão σ_s e de absorção a . k_D é a espessura óptica da amostra ($k_D = K \cdot L$, sendo L a espessura geométrica). I representa o termo fonte da ETR (Siegel e Howell 1992), incluindo a emissão de radiação pelo meio, bem como o ganho por difusão. A variável $\mu = \cos\theta$, sendo θ o ângulo polar, indica a direção em relação ao eixo x . As equações (1) e (2) são válidas para o hemisfério frontal ($0 \leq \mu < 1$) e anterior ($-1 \leq \mu < 0$), respectivamente.

Na equação (1) o 1º termo à direita representa a radiação emitida pela superfície esquerda ($k=0$), atenuada pelo meio, enquanto o último termo leva em conta a radiação proveniente da emissão de pontos do meio aquém do ponto considerado. Análise semelhante é válida para a equação (2), envolvendo o meio e a superfície direita.

O termo fonte I neste caso é dado por:

$$I(k) = (1 - \Omega) i_b(k) + \frac{\Omega}{4\pi} \int_{\omega=0}^{4\pi} i(k, \omega) d\omega \quad (3)$$

sendo $\Omega = \sigma_s / (\sigma_s + a)$ o albedo para a difusão, i_b é a intensidade emitida pelo corpo negro à temperatura do meio. O segundo termo representa o ganho por difusão; sendo a difusão isotrópica a função de fase é unitária.

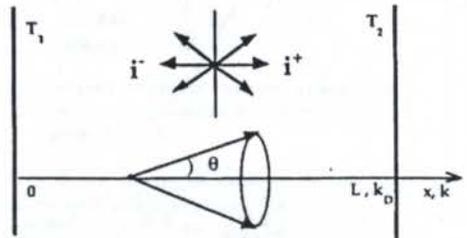


Figura 1: Representação esquemática do problema.

FLUXO RADIATIVO

Segundo Siegel e Howell (1992), o fluxo radiativo em um ponto de coordenada k é dado por:

$$\frac{q_r(k)}{2\pi} = \int_0^1 i^+(0, \mu) \exp\left(-\frac{k}{\mu}\right) \mu d\mu - \int_0^1 i^-(k_0, -\mu) \exp\left(\frac{k_D - k}{-\mu}\right) \mu d\mu + \int_0^k I(k^*) E_2(k - k^*) dk^* - \int_k^{k_0} I(k^*) E_2(k^* - k) dk^* \quad (4)$$

usando-se as funções integro-exponenciais, definidas como:

$$E_n(x) = \int_0^1 \mu^{n-2} \exp\left(-\frac{x}{\mu}\right) d\mu$$

A partir da derivação da equação (4) em relação à coordenada k , obtém-se a divergência do fluxo radiativo:

$$\frac{dq_r}{dk} = 4\pi I(k) - 2\pi \left[\int_0^1 i^+(0, \mu) \exp\left(-\frac{k}{\mu}\right) d\mu + \int_0^1 i^-(k_D, -\mu) \exp\left(\frac{k_D - k}{-\mu}\right) d\mu + \int_0^{k_0} I(k^*) E_1(|k - k^*|) dk^* \right] \quad (5)$$

Substituindo-se as intensidades i^+ e i^- , equações (1) e (2), na equação (3), obtém-se a seguinte equação para o termo fonte I (onde σ é a constante de Stefan-Boltzmann):

$$I(k) = (1 - \Omega) \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\Omega}{2} \left[\int_0^1 i^+(0, \mu) \exp\left(-\frac{k}{\mu}\right) d\mu + \int_0^1 i^-(k_D, -\mu) \exp\left(\frac{k_D - k}{-\mu}\right) d\mu + \int_0^{k_0} I(k^*) E_1(|k - k^*|) dk^* \right] \quad (6)$$

Eliminando-se os termos integrais entre as equações (5) e (6), tem-se o seguinte resultado para a divergência do fluxo radiativo:

$$\frac{dq_r}{dk} = 4\pi \frac{1 - \Omega}{\Omega} \left[\frac{\sigma T^4}{\pi} - I(k) \right] \quad (7)$$

CONDUÇÃO E RADIAÇÃO COMBINADOS

No processo de transporte combinando condução e radiação, em regime estacionário, à uma variação no fluxo por condução corresponde uma variação oposta no fluxo por radiação para qualquer ponto do meio:

$$\frac{dq_c}{dk} = - \frac{dq_r}{dk} \quad (8)$$

Usando-se a Lei de Fourier para a condução unidimensional e substituindo-se a equação (7), obtém-se:

$$k_c (a + \sigma_s) \frac{d^2 T}{dk^2} = 4\pi \frac{1 - \Omega}{\Omega} \left[\frac{\sigma T^4}{\pi} - I(k) \right] \quad (9)$$

sendo k_c a condutividade térmica do meio. Esta equação é colocada na forma adimensional, usando-se o parâmetro de condução-radiação $N_1 = k_c (a + \sigma_s) / (4\sigma T_1^3)$, resultando em:

$$N_1 \frac{d^2 T}{dk^2} = \frac{1 - \Omega}{\Omega} [T^4 - S(k)] \quad (10)$$

onde $t(k) = T(k)/T_1$ e $S(k) = \pi I(k)/\sigma T_1^4$, T_1 é a temperatura da superfície esquerda ($k=0$). A adimensionalização da equação (6), relativa ao termo fonte I , resulta em:

$$S(k) = (1 - \Omega) t^4 + \frac{\Omega}{2} [E_2(k) + t_2^4 E_2(k_D - k) + \int_0^{k_D} S(k^*) E_1(|k - k^*|) dk^*] \quad (11)$$

Isolando S na equação (10) e substituindo-o na equação (11) tem-se:

$$N_1 \frac{d^2 t}{dk^2} = (1 - \Omega) t^4 - \frac{(1 - \Omega)}{2} [E_2(k) + t_2^4 E_2(k_D - k)] + \frac{1 - \Omega}{2} \int_0^{k_0} [t^4(k^*) - \frac{\Omega}{(1 - \Omega)} N_1 \frac{d^2 t}{dk^2}] E_1(|k - k^*|) dk^* \quad (12)$$

DISCRETIZAÇÃO E SOLUÇÃO NUMÉRICA

Para a discretização usou-se diferenças finitas, dividindo-se a amostra plana em um certo número de elementos de igual espessura. Em relação ao termo integral presente na equação (12), do tipo:

$$\text{Int}(k) = \int_0^{k_0} f(k^*) E_1(|k - k^*|) dk^* \quad (13)$$

adotou-se a estratégia de se considerar $f(k^*)$ como constante no interior de cada elemento de modo que a integral torna-se:

$$\text{Int}(k) = f(0) \int_0^{\Delta k/2} E_1(|k - k^*|) dk^* + f(k_1) \int_{\Delta k/2}^{\Delta k} E_1(|k - k^*|) dk^* + \dots + f(k_D) \int_{k_D - \Delta k/2}^{k_D} E_1(|k - k^*|) dk^* \quad (14)$$

Realizando-se as integrações acima para um elemento m :

$$\text{Int}(k_m) = -f(0) E_2(k_m) - f(k_D) E_2(k_D - k_m) + 2f(k_m) E_2(0) + \sum_{i=1}^m [f(k_{i-1}) - f(k_i)] E_2(k_m - k_i + \Delta k/2) + \sum_{i=m+1}^N [f(k_i) - f(k_{i-1})] E_2(k_i - k_m - \Delta k/2) \quad (15)$$

Discretizando a equação (12) e substituindo o termo integral acima tem-se:

$$F(k_m) = (1 - \Omega) N_1 (t_{m+1} + t_{m-1} - 2t_m) / \Delta k^2 + \frac{1}{2} \sum_{i=1}^m (1 - \Omega) (S_{i-1} - S_i) E_2(k_m - k_i + \Delta k/2) + \frac{1}{2} \sum_{i=m+1}^N (1 - \Omega) (S_i - S_{i-1}) E_2(k_i - \Delta k/2 - k_m) \quad (16)$$

onde S é dado por:

$$S_i = t_i^4 - \frac{\Omega}{1 - \Omega} N_1 \frac{t_{i+1} + t_{i-1} - 2t_i}{\Delta k^2}$$

A solução numérica consiste em zerar as N funções $F(k_m)$ dadas pela equação (16), sabendo-se que $t(0) = 1$ e que $t_N = t_2$. O sistema de $N - 1$ equações não-lineares é resolvido com o auxílio da subrotina *Dnewt* (Press et al 1990), e como resultado tem-se o perfil de temperatura do meio semitransparente. Os valores limites do termo fonte S a serem utilizados na equação (16), S_0 e S_N , são obtidos da equação (11), após discretização. Como esta equação depende dos valores de temperatura e do próprio termo fonte nos pontos interiores do meio, o seu cálculo também é baseado em um processo iterativo.

FLUXOS DE CALOR E INTENSIDADES DE RADIAÇÃO

O fluxo de calor radiante pode ser calculado a partir da equação (4). Adotando o mesmo procedimento para a discretização dos termos integrais, tem-se na forma adimensional a seguinte expressão:

$$\frac{q_c(k_m)}{\sigma T_1^4} = 2(1-S_0)E_3(k_m) + 2(S_N t_2^4)E_3(k_N - k_m) + 2 \sum_{i=1}^m (S_{i-1} - S_i) E_3(k_m - k_i + \frac{\Delta k}{2}) + 2 \sum_{i=m+1}^N (S_i - S_{i-1}) E_3(k_i - \frac{\Delta k}{2} - k_m) \quad (17)$$

O fluxo de calor por condução é resultado da aplicação da Lei de Fourier. O valor adimensionalizado em relação a emitância da superfície esquerda e já na forma discretizada é dado por:

$$\frac{q_c(k_m)}{\sigma T_1^4} = -k_c (\sigma_s + a) \frac{dt}{dk} = -4N_1 \frac{t_{m+1} - t_{m-1}}{2\Delta k} \quad (18)$$

As intensidades, dependentes de k e do ângulo polar θ , são obtidos da equação (1) para o hemisfério frontal e da equação (2) para o hemisfério posterior. As equações já na forma adimensionalizada e discretizada tem seus termos integrais tratados conforme as equações (13) a (15), fornecendo o seguinte resultado:

$$\frac{i_{m,i}^+}{\sigma T_1^4/\pi} = S_m + [1-S_0] \exp(-\frac{k_m}{\mu_i}) + \sum_{j=1}^m (S_{j-1} - S_j) \exp(-\frac{k_m - k_j + \Delta k/2}{\mu_i}) \quad (19)$$

$$\frac{i_{m,i}^-}{\sigma T_1^4/\pi} = S_m + (t_2^4 - S_N) \exp(-\frac{k_N - k_m}{\mu_i}) + \sum_{j=m+1}^N (S_{j-1} - S_j) \exp(-\frac{k_j - \Delta k/2 - k_m}{\mu_i}) \quad (20)$$

onde o índice m indica a posição na coordenada k , enquanto i indica a direção.

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Primeiramente será analisado o problema de condução-radiação sem difusão, considerando apenas a absorção pelo meio. Neste caso o albedo Ω é nulo. A figura 2 mostra as distribuições de temperatura para $k_D=1$ e $t_2=0,5$ e vários valores de N_1 . Para $N_1=10$ a condução prepondera sobre a radiação, sendo que esta tem pouca influência sobre a temperatura do meio. O resultado é então uma distribuição linear de temperatura, como no caso da condução simples.

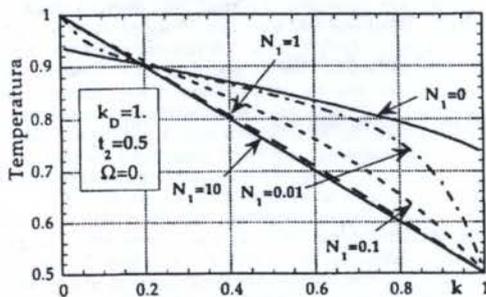


Figura 2: Distribuição de temperatura para $k_D=1$.

Na medida em que N_1 é reduzido, a radiação ganha importância e o meio passa a ter temperaturas superiores em quase toda a sua extensão. Apenas para $N_1 < 0,1$ começa a existir uma redução em relação ao perfil linear, próximo à superfície esquerda. Esta tendência se acentua à medida em que N_1 decresce. Finalmente para N_1 nulo existe apenas a radiação e o perfil de temperatura passa a apresentar saltos junto às superfícies. A temperatura da superfície esquerda ainda se mantém no seu valor unitário e a da superfície direita em $t_2=0,5$. Entretanto pela inexistência de condução de calor, as partes do meio vizinhas às superfícies não adquirem necessariamente as temperaturas destas superfícies.

Na figura 3 tem-se a mesma série de resultados, mas agora para um material mais espesso, com $k_D=10$. Para $N_1=10$ a curva é praticamente retilínea. Com o crescimento de N_1

existe um afastamento maior desta reta, comparando-se ao caso da figura 2. Observa-se também que as temperaturas em geral estão acima da distribuição linear e que para $N_1=0$ os saltos junto às paredes ainda persistem, mas são menores. Embora a diferença entre a temperatura da parede e do meio adjacente seja menor do lado esquerdo do que do lado direito, a diferença de emitância meio-parede adquire valores semelhantes. Assim o lado direito pelo fato de ter as temperaturas menores possui uma diferença maior, de modo que as diferenças de emitância se equivalem.

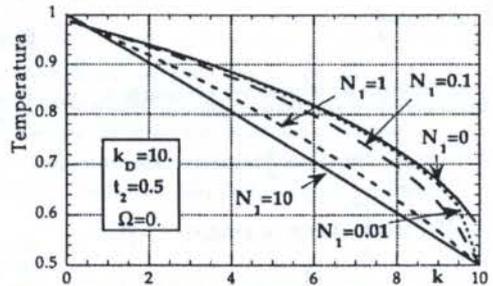


Figura 3: Distribuição de temperatura para $k_D=10$.

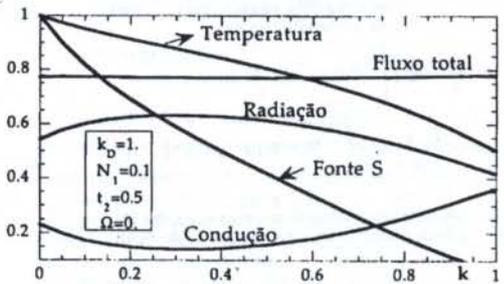


Figura 4: Temperatura, fluxos de calor e termo fonte S , $\Omega=0$.

A figura 4 mostra a distribuição de temperatura e os fluxos de calor envolvidos para um meio sem difusão. O fluxo de calor por radiação tem o seu máximo em $k=0,3$, havendo a participação na sua formação das radiações emitidas pelas paredes e pelo próprio meio anterior e posterior ao ponto em questão. O fluxo por condução tem comportamento inverso, observando-se um mínimo também em $k=0,3$. A soma destes dois fluxos é constante em todo o meio, tratando-se de fato de uma condição imposta ao problema de trocas combinadas. O termo fonte S , também representado na figura indica o ganho de radiação em um ponto do meio, por emissão e por difusão. Neste caso somente a emissão está presente sendo este termo igual à temperatura do meio na quarta potência.

Na figura 5 tem-se os perfis de temperatura do meio semitransparente para vários valores do albedo Ω . Para um valor nulo de Ω , tem-se a curva já apresentada na figura 2. Na medida em que a difusão cresce, o perfil de temperatura tende à forma linear. Para $\Omega=1,0$ não existe absorção de radiação pelo

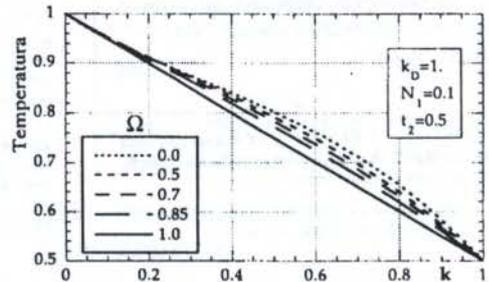


Figura 5: Distribuição de temperatura para vários albedos.

meio e o perfil de temperatura passa a ser estabelecido pela condução apenas, sendo portanto linear. Na figura 6 são apresentados os fluxos de calor para um meio com difusão quase pura, com pouca absorção. Como há pouca interação entre trocas radiantes e o meio, os fluxos são todos constantes e o perfil de temperatura é quase linear. Para o termo fonte S , a contribuição principal vem das próprias paredes e as parcelas difundidas pelo meio, mas muito pouco da emissão deste.

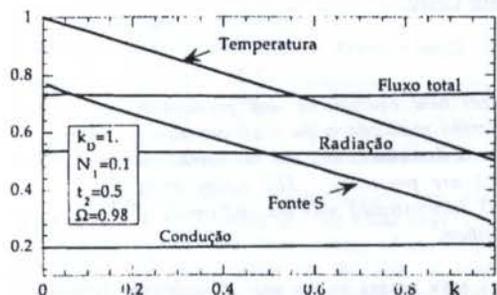


Figura 6: Temperatura, fluxos de calor, termo fonte S , $\Omega=0,98$.

Os valores das intensidades são apresentados nas figuras 7 e 8 em função do ângulo polar θ para três posições no interior do meio: junto à superfície esquerda ($k=0$), ao centro ($k=k_D/2$) e junto à superfície direita ($k=k_D$). Na figura 7 tem-se um albedo nulo, $\Omega=0$, enquanto que na figura 8 adotou-se um meio quase puramente difusor, $\Omega=0,99$. Para $k=0$, i_+ é a própria emitância da superfície esquerda ($t=1$). De modo similar para $k=k_D$, i_- é a emitância da superfície direita ($t_2=0,5$). As intensidades i_+ , do hemisfério frontal, são sempre superiores as intensidades i_- , do hemisfério anterior, o que resulta

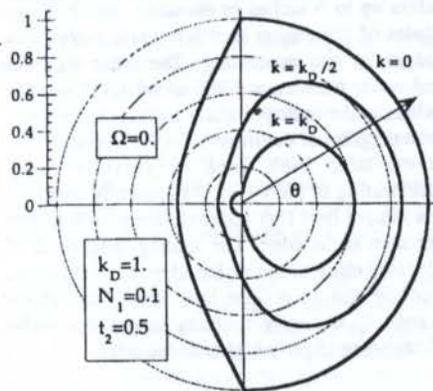


Figura 7: Intensidades de radiação para $\Omega=0$.

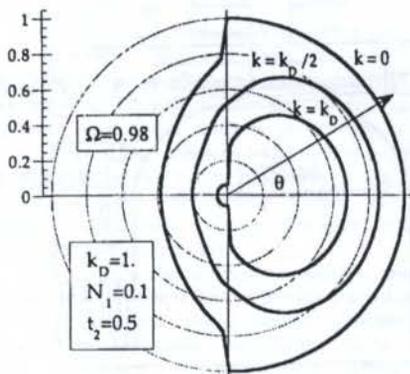


Figura 8: Intensidades de radiação para $\Omega=0,98$.

logicamente em um fluxo líquido de calor radiante para a direita. De qualquer modo a intensidade é uma só grandeza, havendo assim um concordância de valores entre i_+ e i_- para $\theta=90^\circ$. No caso de $\Omega=0$, nesta direção tem-se a emissão de uma fatia do meio, de temperatura uniforme, que se estende paralelamente às superfícies. Comparando-se as figuras 7 e 8 observa-se que as intensidades são em geral maiores para o caso da difusão quase pura, $\Omega=0,98$. Esta maior intensidade do campo de radiação não resulta necessariamente em um maior fluxo total de calor neste caso, como se observa comparando-se as figuras 4 e 6. Para $\Omega=0,98$ ocorre uma descontinuidade para as intensidades incidentes sobre as paredes para direções tangentes a estas. A intensidade neste caso não é apenas um resultado da emissão do meio adjacente, através de uma fatia de comprimento infinito, mas também o resultado da difusão no interior de todo o meio.

CONCLUSÃO

Os resultados apresentados indicam claramente a influência da condução e da radiação, expressa pelos vários parâmetros na troca de calor combinada. O perfil de temperatura normalmente linear quando apenas a condução se apresenta, sofre alterações com o aparecimento do transporte por radiação. O meio adquire então temperaturas mais elevadas na região central. Saltos de temperatura entre o meio e as paredes aparecem no caso da ausência da condução, como já verificados anteriormente (Siegel e Howell 1992).

Embora a princípio se possa adotar para este problema a linearização dos termos de emissão e resolver um sistema linear de equações, esta linearização acarreta dificuldades de convergência. O perfil final de temperatura passa a depender das condições iniciais adotadas como partida do processo iterativo.

BIBLIOGRAFIA

- Glicksman, L., Schuetz, M. e Sinofsky, M., "Radiation Heat Transfer in Foam Insulation", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 30, pp 187-197, 1987.
- Nicolau, V. P., "Identification des Propriétés Radiatives des Matériaux Semi-Transparents Diffusants", *Thèse de Doctorat*, 94 ISAL 0001, INSA-Lyon, France, 1994.
- Press, W.H. et al., "Numerical Recipes", Cambridge University Press, Cambridge, 1990.
- Siegel, R. e Howell, J.R., "Thermal Radiation Heat Transfer", Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1992.
- Viskanta, R. e Grosh, R. J., "Heat Transfer by Simultaneous Conduction and Radiation in an Absorbing Medium", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 84, pp. 63-72, 1962.
- Viskanta, R., "Heat Transfer by Conduction and Radiation in Absorbing and Scattering Materials", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 87, pp. 143-150, 1965.
- Yeh, H.Y. e Roux, J.A., "Spectral Radiative Properties of Fiberglass Insulations", *J. Thermophys.*, 1989, Vol. 2, pp.78-81, 1989.
- Yuen, W. W. e Wong, L. W., "Heat Transfer by Conduction and Radiation in an One-Dimensional Absorbing Emitting and Anisotropically Scattering Medium", *ASME Journal of Heat Transfer*, Vol. 102, pp. 303-307, 1980.

ABSTRACT

Heat transfer by simultaneous conduction and radiation in a semi-transparent absorbing, emitting and scattering gray medium is considered. The medium is placed between two black, plane and parallel surfaces. The equation of radiative transfer is discretized using finite differences and a system of non-linear equations based on medium temperature is solved. The influence of the most important parameters on the temperature, heat fluxes and intensities are presented and discussed.

THERMAL RADIATION ANALYSIS IN A RAPID THERMAL PROCESSING FURNACE

Silva Neto, A.J. - Promon Engenharia
Sorrell, F.Y. - Department of Mechanical and Aerospace Engineering
North Carolina State Univ.

ABSTRACT

The development of integrated circuits technology requires new equipments and production techniques, and Rapid Thermal Processing (RTP) using infrared radiation is the most promising alternative. In this work a new RTP furnace configuration is described, and the mathematical model, model predictions as well as experimental results are presented. The temperature uniformity obtained throughout the complete heating cycle is demonstrated with the uniformity of the measured film thickness after polycrystalline silicon deposition.

INTRODUCTION

The standard technique of silicon wafer processing in diffusion furnaces is not capable of meeting the new manufacturing requirements, mainly because of the undesirable high product *temperature × time*, and difficulty in achieving uniformity and repeatability. Rapid Thermal Processing (RTP) using infrared radiation is the most promising alternative, being already used in several semiconductor processing steps. Most recently Sadana et al. (1991), and a group of researchers at North Carolina State University (Öztürk et al. 1991, Sorrell et al. 1994, 1994a), have done intensive research on the Rapid Thermal Oxidation (RTO) process as well as on the Rapid Thermal Chemical Vapor Deposition Process (RTCVD).

The RTP technique presents itself with several advantages in comparison to the processing of silicon wafer in diffusion furnaces. The fast heating ramp-up and cooling ramp-down rates as well as the *low thermal budget*, i.e. short periods of time at high temperatures, minimize dopant diffusion and enhances elimination of the semiconductor crystalline lattice damage. Other advantages are reduced footprint on clean room floor, and potential for better wafer-to-wafer uniformity (Gyurecsik et al. 1991).

The early RTP designs, with flat plate reactors, require quite thick quartz windows to separate the heating lamps from the low pressure operating chamber. Film deposition at the quartz window often occurs during Chemical Vapor Deposition (CVD) because of the difficulty on providing cooling to the inner wall. Another drawback inherent to the flat plate reactor is the wafer temperature nonuniformity due to the radiant heat loss at the wafer edge. Some ingenious techniques have been implemented trying to mitigate these problems: thermal guard rings (Lord 1988), dedicated reflectors or furnace walls with varying properties (Kersch et al. 1991), and lamp contouring (Gyurecsik et al. 1991). The best approach however seems to be the use of multizone heating with multisensor active control (Campbell et al. 1991) with one heat source located at the wafer edge.

The cylindrical geometry allows the reduction of the quartz wall thickness by a factor of two to five, and

provides easy access to the use of multizone heating. Researchers at North Carolina State University developed an advanced rapid thermal furnace design in which three lamp banks are used providing energy directly to the surfaces, as well as to the wafer edge (Kiether et al. 1994).

THREE-ZONE RTP FURNACE

The three-zone RTP prototype developed at the North Carolina State University has been designed to process wafers up to 6 inches in diameter, and it is one of the modules of the cluster tool for single wafer, low thermal budget, in situ processing. The other modules are a central wafer handler, a commercial RTP module, an etch module, and a multiple wafer load lock. In Fig. 1 is presented a diagram of the three-zone RTP module.

The top lamp bank, zone A, provides nearly uniform bulk heating of the wafer. As presently designed it provides a radiant heat flux approximately 10% higher at the center than at the edge. The heating lamp bank of zone B, is located close to the wafer edge, to compensate for edge cooling due to radiant heat loss. The radiant heat from zone C is nearly uniform across the wafer planar surface, being slightly higher at the edge.

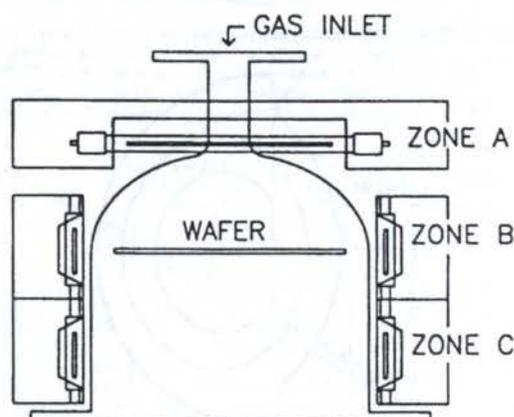


Figure 1. Three-zone RTP system.

In Table 1 are presented the constructive characteristics of the lamp banks. The power to each of the three zones can be varied to produce a very uniform temperature distribution over the wafer surface.

Table 1 - Lamp bank characteristics.

Zone	Number of lamps	Power of each lamp (kW)	Filament length
A	10	2.0	16.51 cm (6.5 in)
B	32	1.0	1.91 cm (0.75 in)
C	32	1.0	1.91 cm (0.75 in)

All lamps are of the tungsten-halogen type. The lamps in zone A are arranged in a flat linear array. The use of wafer rotation and close packing of the lamps within the array compensates for the lack of axial symmetry. The primary wafer process position as shown in Fig. 1 is right at the center of the lamp filaments of zone B. The top lamp bank, zone A, is located 13.34 cm (5.25 in) above that position, and the center of the lamp filaments of zone C is 10.16 cm (4 in) below the primary wafer process position. The quartz tube consists of a modified bell jar, with an internal diameter of 17.78 cm (7 in), an overall height of 31.75 cm (12.5 in) and wall thickness of 0.5 cm (0.2 in). The quartz tube is cooled by air blown vertically upward along the outer wall.

THERMAL MODEL

The modeling of RTP furnaces requires two basic modules: (1) computation of the heat flux at the wafer surface due to radiant heat sources, and (2) computation of the wafer temperature distribution, given the irradiance calculated in module (1). Other modules dealing with fluid flow and chemical processes analysis should be added if one is interested on modeling chemical vapor deposition or thermal oxidation processes. Here we will concentrate on modules (1) and (2).

Gyurcsik et al. (1991) used a raytrace technique in which the lamp/reflector geometry is taken into account to determine the solid angle subtended by a specific area on the wafer. Fordham (1991) and Sorrell et al. (1994, 1994a) developed a slightly different approach in which a large number of rays with constant solid angle are tracked throughout the furnace. This approach will be described briefly later.

Lord (1988) and Knutson et al. (1994) used the diffuse view-factor approach, but the reflections occurring inside the chamber are mostly specular. View factors are often not known accurately or require ray tracing or Monte Carlo methods to be determined. Therefore it seems that although being time consuming, the straightforward ray tracing technique is the most convenient approach for solving module (1). As reflections at the furnace walls are primarily specular, this method is also more accurate.

Doped silicon specimens are essentially opaque. Therefore, absorption or reflection of radiation occurs at the wafer surface, and heat is transferred within the wafer solely by conduction. Consequently, module (2), i.e. the computation of the transient temperature distribution across the wafer, requires only the solution of the parabolic heat diffusion equation. Here we used

finite difference approximations to take into account variable wafer properties.

Module (1) - Ray-Trace Algorithm. The lamp filament is divided in a number of segments, each with a length dz as shown in Fig. 2.

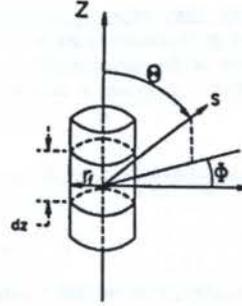


Figure 2 - Lamp segment and the coordinate system.

Any differential area dA at the surface of the filament, given by

$$dA = dz r_f d\phi \quad (1)$$

is assumed to be a black body at temperature T_f . Therefore, the power emitted by the differential area dA into the solid angle $d\Omega$ around the direction represented by the unit vector s is given by (Modest 1993)

$$P_{dA} = \frac{\sigma T_f^4}{\pi} dA (n \cdot s) d\Omega \quad (2)$$

where

$$d\Omega = \sin\theta d\theta d\phi \quad (3)$$

n is the unit vector normal to the differential area dA , and σ is the Stefan-Boltzmann constant. Assuming azimuthal symmetry around the filament axis, and integrating over all differential areas that contribute to the power emitted into $d\Omega$ around s , the total power, i.e. energy per unit time, due to a particular segment of the filament is given by

$$P = \left(\frac{2\sigma}{\pi} T_f^4 r_f \right) \sin\theta d\Omega \quad (4)$$

The ray-trace algorithm consists on tracking a large number of rays emitted from the lamps. First, the solid angle $d\Omega$ is chosen as a small number to ensure that when the ray hits the wafer it delivers its energy to only one cell of the mesh that is used to represent the wafer surface. The polar angle domain is divided in a large number of angles, n_θ , and the azimuthal angle domain is also divided in a large number of angles, n_ϕ , such that $d\Omega$ is kept almost constant. For each pair (θ_i, ϕ_j) it is considered that a ray with the power calculated using Eq.(4) is emitted. Fordham (1991) and Sorrell et al. (1994, 1994a) analysed the convergence of the ray-trace

algorithm for a cylindrical RTP system, and concluded that using 2000 to 3000 divisions on the polar angle domain, i.e. $n\theta = 2000$ or 3000, and a limit of 5 bounces inside the chamber, converged results were obtained at acceptable computational times. The same is true for the three-zone RTP system.

Module (2) - Wafer Temperature Distribution.

The transient temperature distribution across the wafer is obtained from the solution of the equation of heat diffusion. The heat conduction equation is written in cylindrical coordinates as

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(k \frac{\partial T}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + g = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (5a)$$

$$T = T_0 \quad \text{for } t = 0 \quad (5b)$$

where T is the wafer temperature, T_0 is the initial wafer temperature, ρ is the density, k is the thermal conductivity, and c_p is the specific heat. The boundary conditions of radiation and convection are included on the equivalent heat source term,

$$g = \frac{1}{\Delta z} [\epsilon(I - \sigma T^4) - Q_c] \quad (6)$$

where I is the total irradiance from the lamps to the wafer calculated with the ray-trace algorithm described in module (1), Q_c is the convective heat flux and the term $\epsilon\sigma T^4$ represents the radiant heat flux emitted by the wafer. To solve the system above an explicit finite difference discretization is used. The thermal properties do not present steep gradients with temperature, and the total time for rapid thermal processing is short, i.e. less than a minute. Therefore, the requirements on the time step to ensure stability are not too strict, not posing any problem with regard to computational time, justifying the use of the straightforward explicit time discretization of the equations.

RESULTS AND DISCUSSION

Model results for the three-zone RTP system are given in Figs. 3 and 4.

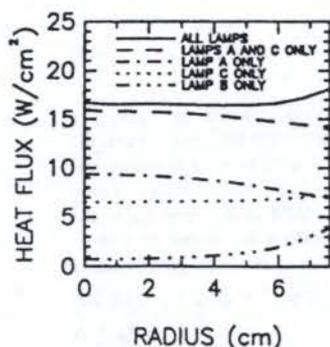


Figure 3. Computed radiant heat flux distribution.

Figure 3 shows the calculated radial distribution of radiant heat flux, or irradiance, at the wafer surface. No angular dependence on the azimuthal angle ϕ is considered because of the rotation of the wafer. Due to the small thickness of the wafer, i.e. 0.5 mm (0.02 in), the temperature gradient across the wafer thickness is negligible, i.e. 1-2 °C (Sorrell et al. 1994a). The irradiance profiles given by each of the heating zones as well as for two combinations of them are presented. From these results we conclude that by adequately configuring the power delivered to heating zones A and C, a nearly uniform irradiation distribution over the planar surface of the wafer may be obtained. Additionally, the power delivered by heating zone B can be adjusted to compensate for the wafer edge heat loss. The inherent flexibility of the three heating zones in controlling the irradiation distribution is illustrated. The irradiation profiles shown for zone C were in fact obtained with only 40 % of the lamp power available. The irradiation profiles shown in Fig. 3 were obtained using the ray-trace algorithm described previously, and they were used to calculate the wafer temperature distribution shown in Fig. 4.

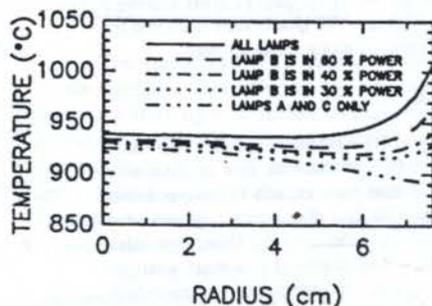


Figure 4. Predicted wafer temperature distribution.

Experimental trials have been performed to test and verify the capabilities of the three-zone RTP system in regard to both the model predictions and overall performance. These trials were performed on six inch silicon wafers with thermocouples attached to them to allow temperature measurements. The experiment results show that the use of top lamp bank, zone A, alone, overheats the center, with significant edge cooling. The bottom ring, zone C, results are nearly uniform across the entire wafer, while the edge ring, zone B, presents the ability to directly heat the wafer edge.

The uniformity during a typical polycrystalline silicon (poly) rapid thermal chemical vapor deposition (RTCVD) was also investigated. Figure 5 shows the measured thickness profile for a 6 inch wafer. The electric power delivered to all three lamp banks was adjusted in order to produce a very uniform thickness distribution. As the thickness of the film is directly related to the temperature, the results in Fig. 5 demonstrate the ability of the three-zone RTP system to produce a nearly uniform temperature distribution.

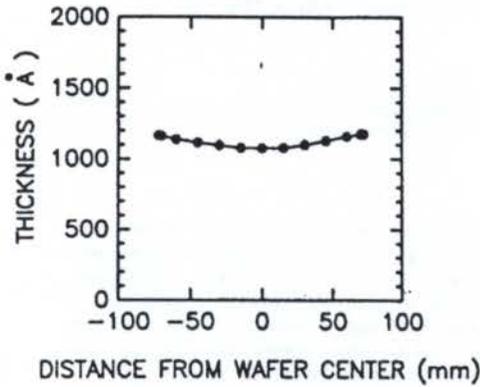


Figure 5. Polysilicon deposition thickness profile.

CONCLUSIONS

The three-zone RTP system here described was designed to produce temperatures high enough for all desired processes, and to provide a nearly uniform temperature distribution across the wafer surface during ramp-up, steady state processing and ramp-down.

The modeling approach was used in the stages of development of the system, and has been validated with experimental data. The present system handles wafers up to 6 inches in diameter, but the simulations show that the present design can be easily extended to 12 inch wafers.

ACKNOWLEDGEMENTS

This work has been supported by the NSF Engineering Research Centers Program through the Center for Advanced Electronic Materials Processing (Grant CDR 8721505), the Semiconductor Research Corporation (SRC Contract # 93-MC-509).

REFERENCES

- Campbell,S.A., Ahn,K.H., Knutson,K.L., Liu,B.Y.H. and Leighton,J.D., "Steady-State Thermal Uniformity and Gas Flow Patterns in a Rapid Thermal Processing Chamber", IEEE Transactions on Semiconductor Manufacturing, Vol. 4, No.1, pp.14-20, 1991.
- Fordham,M.J., "A Temperature Uniformity Model for Semiconductor Wafer Rapid Isothermal Processing". M.S. Thesis, N.C. State University, Raleigh, NC, 1991.

- Gyurcsik,R.S., Riley,T.J. and Sorrell,F.Y., "A Model for Rapid Thermal Processing: Achieving Uniformity through Lamp Control", IEEE Transactions on Semiconductor Manufacturing, Vol. 4, No. 1, pp.9-13, 1991.
- Kersch,A., Schäfer,H. and Werner,C., "Improvement of Thermal Uniformity of RTP-CVD Equipment by Application of Simulation", International Electron Devices Meeting, Washington D.C., pp.34.3.1-34.3.4, 1991.
- Kiether,W.J., Fordham,M.J., Yu,S., Silva Neto,A.J., Conrad,K.A., Hauser,J.R., Sorrell,F.Y. and Wortman,J.J., "Three-Zone Rapid Thermal Processor System", Proc. 2nd International Rapid Thermal Processing Conference, pp.96-101, 1994.
- Knutson,K.L., Campbell,S.A. and Dunn,F., "Modeling of Three-Dimensional Effects on Temperature Uniformity in rapid Thermal Processing of Eight Inch Wafers", IEEE Transactions on Semiconductor Manufacturing, Vol. 7, No. 1, pp.68-72, 1994.
- Lord,H.A., "Thermal and Stress Analysis of Semiconductor Wafers in a Rapid Thermal Processing Oven", IEEE Transactions on Semiconductor Manufacturing, Vol. 1, No. 3, pp. 105-114, 1988.
- Modest,M.F., "Radiative Heat Transfer", McGraw-Hill, New York,1993.
- Öztürk,M.C., Sorrell,F.Y., Wortman,J.J., Johnson,F.S. and Grider,D.T., "Manufacturability Issues in Rapid Thermal Chemical Vapor Deposition", IEEE Transactions on Semiconductor Manufacturing, Vol. 4, No. 2, pp. 155-165, 1991.
- Sadana,D.K., Souza,J.P. and Cardone,F., "Formation of Highly n-Doped Gallium Arsenide Layers by Rapid Thermal Oxidation Followed by Rapid Thermal Annealing of Silicon-Capped Gallium Arsenide", Appl. Phys. Lett., Vol. 58, No. 11, pp. 1190-1192, 1991.
- Sorrell,F.Y., Fordham,M.J., Yu,S. and Silva Neto,A.J., "Modeling for CVD and Thermal Oxidation", Mat. Res. Symp. Proc., Vol. 342, pp. 407-417, 1994.
- Sorrell,F.Y., Yu,S. and Fordham,M.J., "A Methodology for Analysis of RTP CVD Systems", IEEE Transactions on Semiconductor Manufacturing, submitted, 1994a.

REFRIGERAÇÃO E BOMBAS DE CALOR

ANÁLISE DO ESCOAMENTO DE HFC-134a EM TUBOS CAPILARES USANDO O MODELO DE DOIS FLUIDOS

A. L. SEIXLACK*, A. T. PRATA** e C. MELO**

*Depto. de Engenharia Mecânica - UNESP - Ilha Solteira - SP

**Depto. de Engenharia Mecânica - UFSC - Florianópolis - SC

RESUMO

Apresenta-se neste trabalho, um modelo numérico para a simulação do escoamento de fluidos refrigerantes no interior de tubos capilares usados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração. Nesse modelo, o tubo capilar é considerado reto, horizontal, com escoamento unidimensional, adiabático, em regime permanente e sem regiões de metaestabilidade. Para a região bifásica é usado o modelo de dois fluidos, que envolve quatro equações de conservação e considera o não equilíbrio hidrodinâmico entre as fases. Para a validação do modelo, as distribuições de pressão e os fluxos de massa obtidos são comparados com resultados experimentais.

INTRODUÇÃO

Tubos capilares são dispositivos de expansão largamente usados em sistemas de refrigeração e condicionamento de ar de pequeno porte, com capacidade máxima da ordem de 10 kW. Consistem de um tubo de comprimento variando entre 1,0 e 6,0 m e diâmetro variando entre 0,5 e 2,0 mm, o que torna a nomenclatura "tubo capilar" inapropriada uma vez que tais diâmetros são muito grandes para produzirem uma ação capilar.

Os tubos capilares exercem uma influência significativa sobre o fluxo de massa de refrigerante e, em consequência, sobre o desempenho dos sistemas de refrigeração. Para uma determinada pressão de condensação o sistema estabelece uma pressão de sucção, de forma que o fluxo de massa deslocado pelo compressor seja igual àquele fornecido pelo dispositivo de expansão.

A análise do escoamento em tubos capilares, quer seja de forma experimental ou analítica, tem sido objeto de estudo de vários pesquisadores. Bolstad e Jordan (1948) mediram as distribuições de pressão e temperatura ao longo de tubos capilares de vários diâmetros e comprimentos, que empregavam o CFC-12 como fluido refrigerante. Considerando o tubo adiabático e com líquido subresfriado em sua entrada, as distribuições obtidas foram similares àquelas mostradas na Figura 1.

Observa-se nessa Figura a ocorrência de uma pequena queda de pressão na entrada do tubo capilar, entre os pontos 1 e 2. Entre os pontos 2 e 3 o decréscimo de pressão é linear, enquanto a temperatura mantém-se aproximadamente constante. O ponto 3, sob condições de equilíbrio termodinâmico, corresponde ao início da vaporização do fluido refrigerante.

A partir do ponto 3 em direção ao final do tubo, as linhas de pressão e de temperatura tornam-se coincidentes e a redução de pressão é consideravelmente maior, devido à aceleração e aos efeitos causados pelo atrito no escoamento bifásico. Na saída do tubo, ponto 4, Bolstad e Jordan verificaram a existência da condição de escoamento bloqueado e mostraram que, alcançada tal condição, reduções posteriores na pressão de evaporação exerciam pouca influência sobre o fluxo de massa.

O escoamento em tubos capilares pode ainda tornar-se metaestável, quando o refrigerante permanece como líquido a uma temperatura superior à sua temperatura de saturação.

Dentre os modelos teóricos encontrados na literatura, para a simulação do escoamento em tubos capilares, muitos

consideram o escoamento bifásico como homogêneo. Essa é a abordagem mais simples do problema, quando o escoamento bifásico é assumido como monofásico, com pseudo-propriedades obtidas pela média ponderada das propriedades das fases individuais. Com isso, as velocidades de cada fase são consideradas iguais e as equações a serem resolvidas são as mesmas do escoamento monofásico.

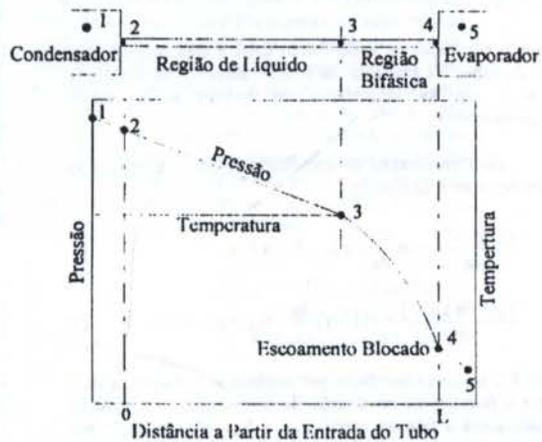


Figura 1 - Distribuições de pressão e temperatura ao longo de tubos capilares adiabáticos (Bolstad e Jordan, 1948).

No presente trabalho, o modelo de dois fluidos (Ishii, 1975) é usado para melhor representar o escoamento bifásico em tubos capilares. Para isso, são resolvidas quatro equações de conservação na região bifásica, permitindo que sejam considerados o não equilíbrio hidrodinâmico e três regimes de escoamento: bolhas, agitante e anular. Na validação do modelo, as distribuições de pressão e os fluxos de massa obtidos são comparados com os resultados experimentais de Melo et al. (1995), para diferentes tubos capilares operando com o refrigerante HFC-134a e em diferentes condições de operação.

MODELO PROPOSTO

No presente modelo, o escoamento ao longo do tubo capilar é dividido em duas regiões: uma de líquido subresfriado e outra de escoamento bifásico líquido-vapor. As hipóteses

simplificativas consideradas são: (i) o tubo capilar é reto, horizontal e com diâmetro constante; (ii) o escoamento é incompressível na região de líquido subresfriado; (iii) o escoamento é unidimensional, em regime permanente, adiabático e em equilíbrio termodinâmico; (iv) o refrigerante é livre de óleo. Observa-se que os efeitos de tensão superficial são desprezados, uma vez que é assumido que ambas as fases estejam à mesma pressão.

Equação para a região de líquido. Considerando o escoamento isentálpico nessa região, a equação da conservação da quantidade de movimento é dada por

$$\frac{dp}{dz} = -\frac{f_L G^2}{2D\rho_L} \quad (1)$$

onde z é a distância ao longo do tubo, p é a pressão, f_L é o fator de atrito calculado pela correlação de Churchill (1977), G é o fluxo de massa de refrigerante, ρ_L é a massa específica do refrigerante líquido e D é o diâmetro do tubo.

Equações para a região bifásica. As equações de conservação para as fases de líquido (L) e de vapor (V), são dadas por

(i) Conservação da massa:

$$\frac{d}{dz} [(1-\alpha)\rho_L v_L + \alpha\rho_V v_V] = 0 \quad (2)$$

onde, α é a fração de vazio (razão entre a área ocupada pela fase de vapor e a área total da seção transversal do duto) e v_L e v_V são as velocidades do líquido e do vapor, respectivamente.

(ii) Conservação da quantidade de movimento para as fases de vapor e de líquido:

$$\frac{d(\alpha\rho_V v_V^2)}{dz} = -\alpha \frac{dp}{dz} - F_{wV} - F_{L,V} + \Gamma_V v_V \quad (3)$$

$$\frac{d[(1-\alpha)\rho_L v_L^2]}{dz} = -(1-\alpha) \frac{dp}{dz} - F_{wL} + F_{L,V} + \Gamma_L v_L \quad (4)$$

onde $F_{L,V}$ é a força interfacial por unidade de volume, atuando sobre a fase líquida na direção do escoamento e na direção oposta sobre a fase de vapor, F_{wL} e F_{wV} são as forças por unidade de volume devido ao atrito entre a parede do tubo e as fases de líquido e vapor, respectivamente, $\Gamma_k = [d(\alpha_k \rho_k v_k) / dz]$, onde $k = L$ ou $k = V$, é a taxa de transferência de massa por unidade de volume na interface e v_i é a velocidade interfacial, dada por: $v_i = \eta v_L + (1-\eta)v_V$, sendo $\eta = 0,5$ (Wallis, 1969).

(iii) Conservação de Energia:

$$\frac{d}{dz} [(1-\alpha)\rho_L v_L (h_L + \frac{v_L^2}{2}) + \alpha\rho_V v_V (h_V + \frac{v_V^2}{2})] = 0 \quad (5)$$

onde h_L e h_V são as entalpias das fases líquida e de vapor, respectivamente.

Com isso, o modelo proposto consiste das equações de conservação (1) a (5), que devem ser solucionadas para o cálculo das variáveis: p , na região de líquido e v_L , v_V , p e α , na região bifásica. Para tanto, é necessário especificar as equações constitutivas para as forças F_{wL} e $F_{L,V}$, e as correlações para o cálculo das propriedades termodinâmicas ρ_L , ρ_V , h_L e h_V . Tais propriedades foram obtidas por ajustes dos dados fornecidos por Gallagher et al. (1993).

Condições de Contorno. De acordo com a Figura 1, a pressão do refrigerante na entrada do tubo, é dada por

$$z = 0 \rightarrow p_2 = p_{\text{cond}} - [G^2(1+K) / 2\rho_L] \quad (6)$$

onde p_{cond} é a pressão de condensação, $K = 0,8$ (White, 1994) é o fator de perda de carga na entrada do tubo. A temperatura na entrada do tubo, T_2 , é obtida em função da temperatura de saturação e do grau de subresfriamento.

Assumindo que a nucleação ocorra na pressão de saturação correspondente à temperatura de entrada no tubo capilar, $p_3 = p_{\text{sat}}(T_2)$ e considerando que as bolhas formadas sejam esféricas, as variáveis α , v_V e v_L na entrada da região bifásica são calculadas por

$$z = z_1 \rightarrow \alpha = (\pi N_i d_i^3 / 6) \quad , \quad v_V = S_i v_L \quad (7) \\ v_L = G / [(1-\alpha)\rho_L + S_i \alpha \rho_V]$$

onde N_i é a densidade inicial de bolhas por unidade de volume, d_i é o diâmetro médio inicial de bolhas e $S_i = 1$ é o deslizamento inicial entre as fases. Seguindo o mesmo procedimento de Schwelnus (1988) assume-se que $N_i = 10^{11} \text{ m}^{-3}$ e $d_i = 2,5 \times 10^{-6} \text{ m}$.

A pressão do fluido refrigerante na saída do tubo capilar, ponto 4 da Figura 1, corresponderá à de evaporação se o escoamento não estiver bloqueado. Caso contrário, poderá ser igual ou superior à pressão de evaporação. O critério de bloqueio usado no presente modelo, baseia-se em observações teóricas e experimentais da ocorrência de um gradiente de pressão muito alto, mas finito, no local onde o escoamento torna-se bloqueado (Schwelnus, 1988). Para isso, considera-se que a seção de bloqueio corresponda ao incremento anterior àquele onde o sinal do gradiente de pressão (dp/dz) se inverte.

Equações Constitutivas. De acordo com o trabalho de Mikol e Dudley (1964), o escoamento ao longo da região bifásica em tubos capilares pode variar desde o regime em bolhas, com frações de vazio reduzidas, até o regime anular misto, com frações de vazio elevadas. Para valores de fração de vazio intermediários, o regime de escoamento é geralmente classificado como agitante (Wallis, 1969). No presente trabalho, é assumido que a transição do regime em bolhas para o agitante ocorra em $\alpha = \alpha_b = 0,3$ e do regime agitante para o anular em $\alpha = \alpha_a = 0,8$, conforme os dados experimentais apresentados por Wallis (1969). As relações constitutivas são razoavelmente conhecidas para os regimes em bolhas e anular, devendo ser obtidas por interpolação para o regime agitante.

(i) Atrito entre a parede do tubo e o fluido refrigerante.

Para os regimes de escoamento considerados: $F_{wV} \approx 0$, uma vez que o escoamento da fase líquida é adjacente à parede do tubo. A força de atrito por unidade de volume entre a fase líquida e a parede do tubo é dada por (Carey, 1992)

$$F_{wL} = \phi_L^2 (dp/dz)_L \quad (8)$$

onde ϕ_L^2 é o multiplicador bifásico, obtido segundo a correlação proposta por Lockhart e Martinelli (1949), sendo o fator de atrito calculado segundo a correlação de Churchill (1977). $(dp/dz)_L$ é o gradiente de pressão devido ao atrito, que resultaria caso o escoamento fosse somente de líquido à vazão mássica $\dot{m}_L = [(1-\alpha)\rho_L v_L A]$, onde A é área da seção transversal do tubo.

(ii) Força Interfacial $F_{L,V}$. A força entre as fases líquida e vapor é modelada considerando o termo de força de massa virtual e o termo de força de arrasto, sendo dada por,

$$F_{L,V} = \xi [v_V - v_L] (v_V - v_L) + C_{mv} (v_V v_{V,z} - v_L v_{L,z}) \quad (9)$$

onde o subíndice z indica derivada em relação à coordenada z , $\xi = (2C_{if}\rho_v\alpha^{0.5}/D)$, C_{if} é o coeficiente de atrito interfacial, calculado pelas correlações de Wallis (1969) e de Dobran (1987) respectivamente para os regimes em bolhas e anular e $C_{mv} = (0,5\alpha_p)$ (Wallis, 1969) é o coeficiente de massa virtual.

Metodologia de Solução: A solução das equações diferenciais, tanto a equação (1) quanto o sistema de equações (2) a (5), é obtida por integração numérica usando o método de Runge-Kutta de quarta ordem. O programa calcula, ou o comprimento do tubo, para o fluxo de massa medido, ou o fluxo de massa a partir do comprimento conhecido. Nesse último caso o processo é iterativo e o fluxo de massa é ajustado para que o local da blocagem do escoamento coincida com a saída do tubo.

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos com presente modelo foram comparados com os resultados experimentais obtidos por Melo et al. (1995), e também com os resultados fornecidos pelo modelo homogêneo. No trabalho experimental, desenvolvido por Melo et al. (1995), foram realizadas medições de fluxo de massa, de temperatura e de pressão ao longo de dois tubos capilares identificados como capilar 7: $L = 2,998\text{m}$, $D = 0,607\text{mm}$, $\epsilon = 1,08\ \mu\text{m}$ e capilar 8: $L = 2,973\text{m}$, $D = 0,871\text{mm}$, $\epsilon = 0,66\ \mu\text{m}$, utilizando como fluido refrigerante o HFC-134a. Pressões de condensação na faixa de 9 a 16 bar e subresfriamento na faixa de 2 a 15 °C foram escolhidos como condições de operação, sendo todos os ensaios realizados sob condições de escoamento crítico (bloqueado). Cabe salientar que os resultados experimentais escolhidos para as comparações mostradas neste trabalho, praticamente não apresentaram região de metaestabilidade, uma vez que tal fenômeno não é previsto no presente modelo.

Nas Figuras 2 e 3 apresentam-se as comparações entre as vazões mássicas medidas e calculadas, respectivamente para os capilares 7 e 8.

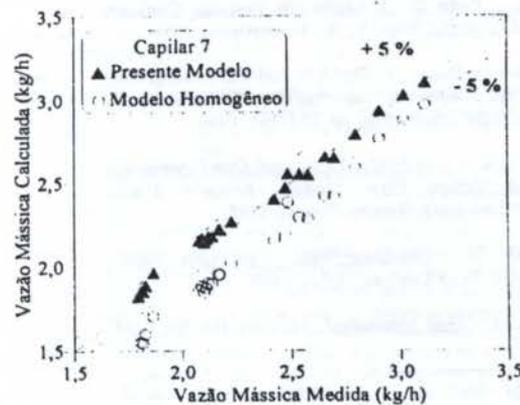


Figura 2 - Comparações entre as vazões mássicas calculadas e medidas (Melo et al., 1995) para o capilar 7.

Conforme se observa na Figura 2, as vazões mássicas calculadas pelo presente modelo encontram-se na faixa de $\pm 5\%$ em relação aos valores experimentais, enquanto que para o modelo homogêneo tal diferença é ampliada para -16% . Para o capilar 8, observe a Figura 3, os dois modelos fornecem resultados na faixa de $\pm 6\%$, sendo as vazões mássicas calculadas pelo modelo de dois fluidos superiores aos valores medidos, ocorrendo o inverso para o modelo homogêneo.

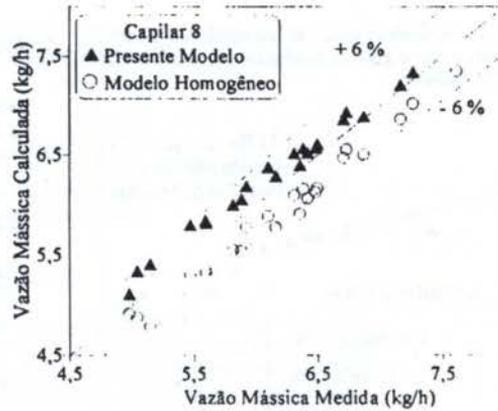


Figura 3 - Comparações entre as vazões mássicas calculadas e medidas (Melo et al., 1995) para o capilar 8.

As comparações entre as distribuições de pressão medida e calculada ao longo do tubo capilar 7, são mostradas na Figura 4. Tais comparações são realizadas de duas maneiras: (i) mantendo fixos o comprimento e as condições de operação. Nesse caso a vazão mássica é calculada iterativamente, obtendo-se o perfil de pressão representado pela linha contínua mostrada na Figura 4. O valor encontrado para a vazão mássica calculada é 2% superior ao valor medido; (ii) mantendo fixa a vazão mássica e as condições de operação. Nesse caso, o comprimento é calculado, obtendo-se os perfis tracejados mostrados na Figura 4. A diferença observada entre os comprimentos calculados e medidos é de 3% e 18%, respectivamente para o presente modelo e para o modelo homogêneo. Os resultados apresentados são dependentes das correlações adotadas para os fatores de atrito e para os termos interfaciais e, também, dos valores da densidade inicial de nucleação e do diâmetro inicial das bolhas.

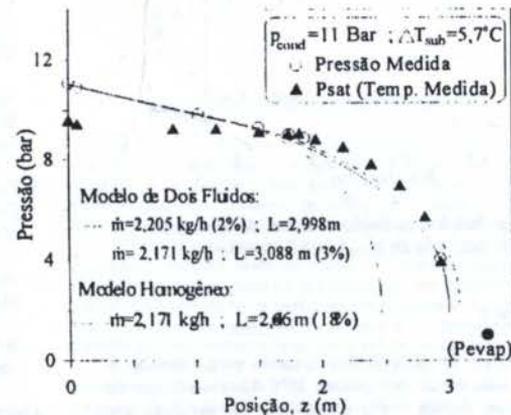


Figura 4 - Distribuições de pressão ao longo do tubo capilar 7: \dot{m} (medida) = 2,171 kg/h; L (real) = 2,998m.

A Figura 5 mostra o efeito da variação do fator de atrito na região de líquido sobre o desempenho do modelo. Verifica-se uma variação considerável do perfil de pressão e também do comprimento estimado, quando os valores fornecidos pela equação de Churchill (1977) são alterados em $\pm 5\%$. Quando essa equação é empregada na forma original o programa superestima o comprimento em 3%. Essa diferença passa a ser de 2% e 8%, respectivamente, quando variações de $+5\%$ e -5% são provocadas no fator de atrito. Isto destaca a

necessidade do estabelecimento de equações constitutivas confiáveis, sem o que o grau de precisão do presente modelo não poderá ser melhorado.

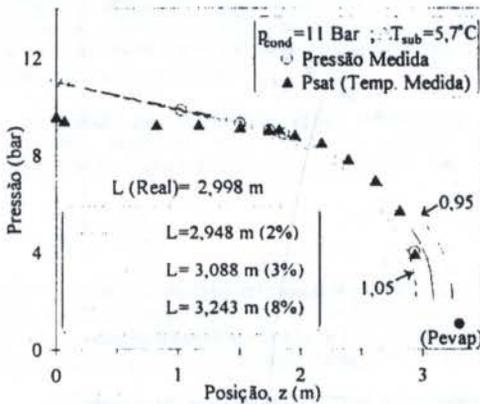


Figura 5 - Distribuições de pressão ao longo do tubo capilar 7.

Na Figura 6 são mostradas as distribuições de fração de vazio, título (x = massa de vapor/massa total) e as velocidades de cada fase ao longo do tubo capilar. Observa-se o maior aumento da fração de vazio em relação ao título e a pequena diferença entre as velocidades de cada fase.

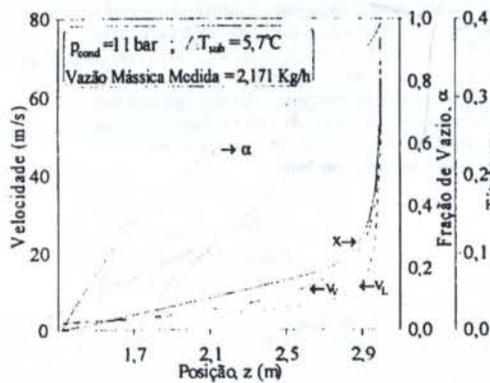


Figura 6 - Distribuições de fração de vazio, do título e das velocidades de cada fase ao longo do tubo capilar.

CONCLUSÕES

O modelo de dois fluidos é usado para simular o escoamento bifásico do refrigerante HFC-134a ao longo de tubos capilares, usados como dispositivos de expansão em sistemas de refrigeração. Nesse modelo é resolvido um sistema de quatro equações diferenciais na região bifásica, permitindo a consideração do não-equilíbrio hidrodinâmico entre as fases e a modelagem dos fenômenos interfaciais. A comparação entre os fluxos de massa calculados pelo presente modelo com os dados experimentais mostraram uma diferença de $\pm 6\%$. A mesma comparação com o modelo homogêneo leva a diferenças de até -16% .

O modelo de dois fluidos permite uma abordagem mais realista do escoamento bifásico no interior de tubos capilares. Entretanto, essa sofisticação implica na utilização de um maior número de equações constitutivas em relação ao modelo homogêneo.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho foi desenvolvido dentro de um programa de colaboração técnico-científico entre a EMBRACO S/A e a UFSC. Externamos nossos agradecimentos à EMBRACO S/A pelo apoio, que tornou possível a realização deste trabalho.

REFERÊNCIAS

- Bolstad, M. M. e Jordan, R. C., "Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device", *Refrigerating Engineering*, Vol. 56, No. 6, pp. 519-523 e p. 552, 1948
- Carey, V. P., "Liquid-Vapor Phase-Change Phenomena", Hemisphere Publishing Corporation, 1992.
- Churchill, S. W., "Friction Factor Equation Span all Fluid Regimes", *Chemical Engineering*, Vol. 84, pp. 91-92, 1977.
- Dobran, F., "Nonequilibrium Modeling of Two-Phase Critical Flows in Tubes", *Journal of Heat Transfer*, Vol. 109, pp. 731-738, 1987.
- Gallagher, J., McLinden, M., Morrison, G. e Huber, M., "NIST Thermodynamic Properties of Refrigerants and Refrigerant Mixtures - Version 4", Gaithersburg : U.S. Department of Commerce, National Institute of Standards and Technology, 1993.
- Ishii, M., "Thermo-Fluid Dynamic Theory of Two-Phase Flow", Eyrolles, Paris, France, 1975.
- Lockhart, R. W. e Martinelli, R. C., "Proposed Correlation of Data for Isothermal Two-Phase, Two-Component Flow in Pipes", *Chem. Eng. Prog.*, Vol. 45, pp. 39-48, 1949.
- Melo, C., Ferreira, R. T. S., Boabaid Neto, C., Gonçalves, J. M. e Stahelin, R., "Análise do Desempenho de Tubos Capilares - Parte III. Relatório de Pesquisa Convênio EMBRACO/FEESC/EMC/UFSC, Florianópolis, 1995.
- Mikol, E. P. e Dudley, J. C., "A Visual and Photographic Study of the Inception of Vaporization in Adiabatic Flow", *Journal of Basic Engineering*, pp. 257-264, 1964.
- Schwellnus, C. F., "A Study of a General One-Dimensional Two-Fluid Critical Flow Model", Master's Thesis, McMaster University, Ontario, Canada, 1988.
- Wallis, G. B., "One-Dimensional Two-Phase Flow", McGraw-Hill Book Company, USA, 1969.
- White, F. M., "Fluid Mechanics", McGraw-Hill Inc, USA, 1994.

ABSTRACT

This work presents a numerical model to simulate refrigerant flow through capillary tubes, commonly used as expansion devices in refrigeration systems. The capillary tube is considered straight and horizontal. The flow is taken as one-dimensional and adiabatic. Steady state and thermodynamic equilibrium conditions are also assumed. The two-fluid model, involving four conservation equations and considering the hydrodynamic nonequilibrium between the liquid and vapor phases is applied to the two-phase flow region. The pressure profiles and the mass flow rates given by the model are compared with experimental data.

ANÁLISE NUMÉRICA E EXPERIMENTAL DO ESCOAMENTO DE FLUIDOS REFRIGERANTES EM TUBOS CAPILARES NÃO ADIABÁTICOS.

Marco A.S. Paiva (1,2), Flávio A.S. Fiorelli (1), Roberto A. Peixoto (1,2), Paulo Vodianitskaia (3), Alberto H. Neto (1), Otávio M. Silveiras (1,2)
(1) EPUSP - Depto. Eng. Mecânica (2) IPT - Div. Mec. e Eletricidade
(3) Multibrás S.A. Eletrodomésticos

RESUMO

O escoamento de fluidos refrigerantes em tubos capilares adiabáticos é estudado tanto numérica quanto experimentalmente. Os resultados experimentais foram obtidos em unidade de testes própria. CFC 12 e HFC 134a, bem como trocadores de calor de tubos laterais e de tubos concêntricos são analisados. Os resultados experimentais e os numéricos são comparados e analisados. O modelo numérico é utilizado para avaliar a influência de vários parâmetros e variáveis de processo.

INTRODUÇÃO

A necessidade de substituição dos CFCs tem sido uma das principais causas do recente incremento das atividades de pesquisa e desenvolvimento na indústria de refrigeração e ar condicionado. Isso se verifica principalmente no setor de refrigeração doméstica, onde CFC 12 e CFC 11 são utilizados respectivamente como fluido de trabalho e agente de expansão nos produtos produzidos. Todos os componentes do ciclo de refrigeração dos refrigeradores e freezers domésticos têm sido estudados com maior ou menor intensidade. Merecem destaque os estudos relacionados ao tubo capilar (TC), o qual tem um papel fundamental no desempenho do refrigerador.

Nos refrigeradores e freezers domésticos é usual a conexão de parte do TC à linha de sucção (LS) do compressor. Nesse caso os dois tubos constituem um trocador de calor (HX) do tipo contracorrente. Esse tipo de configuração tem a designação usual de TC não adiabático, a qual propicia um aumento do coeficiente de eficácia do ciclo de refrigeração. No caso em que o TC não é resfriado pela LS, ele é comumente designado "adiabático".

A maioria dos trabalhos publicados trata de TC adiabáticos, podendo-se citar, entre outros, os trabalhos de Erth (1969), Mikol (1963), Whitesel (1957a, 1957b), Schulz (1985), Hopkins (1950), Melo (1994), e Wijaya (1992). Os trabalhos de Christensen e Jorgensen (1967) e Pate (1982) estão entre os poucos publicados no passado tratando de TC não adiabáticos. Mais recentemente foram apresentados os trabalhos de Peixoto e Bullard (1994), Paiva et al. (1994) e Dirik et al. (1994).

No presente trabalho são apresentados os resultados de um estudo numérico-experimental do escoamento de fluidos refrigerantes em TC não adiabáticos. Os dados experimentais utilizados na validação do modelo numérico foram obtidos em uma bancada de testes própria, que permite ensaiar TC adiabáticos e não adiabáticos. No caso de TC não adiabático, podem ser testados trocadores de calor do tipo tubos laterais (TC e LS externamente justapostos) e do tipo tubos concêntricos (TC interior à LS). No presente estágio do trabalho, foram concluídos os ensaios com CFC 12 e trocador de calor de tubos concêntricos, estando em fase final os ensaios com HFC 134a. Valores medidos de vazão mássica e de temperaturas ao longo do TC e LS são apresentados e comparados com os obtidos numericamente. O modelo numérico é utilizado para avaliar a influência de vários parâmetros no comportamento do TC.

UNIDADE EXPERIMENTAL

Visando um controle acurado das variáveis independentes de processo, a unidade experimental foi construída para realizar testes em processo "batch", conforme mostrado na fig. 1.

Na região à montante do TC, o refrigerante é acumulado em um reservatório dotado de uma bexiga pressurizada por nitrogênio, onde a pressão é controlada numa faixa de ± 3 kPa. A saída do TC é conectada a um reservatório de baixa pressão, onde o refrigerante é condensado através do uso de uma solução gelada de etilenoglicol.

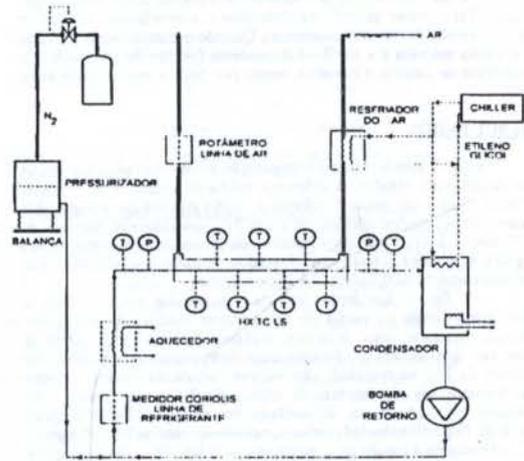


Figura 1. Fluxograma da Unidade Laboratorial.

Os reservatórios de alta e baixa pressão representam, respectivamente, o condensador e o evaporador do sistema de refrigeração do refrigerador ou freezer. Uma bomba de diafragma instalada entre os reservatórios faz o retorno do refrigerante para o reservatório de montante a cada bateria de testes. O sistema todo é isento de óleo.

Visando a realização de medições de temperatura do fluido, foi utilizado ar seco ao invés de vapor de fluido refrigerante na LS. O diâmetro da LS e a vazão de ar tiveram que ser modificados de forma a produzirem os mesmos perfis de temperatura e de taxa de transferência de calor do caso real. O ar seco é inicialmente resfriado e o controle de temperatura é feito por meio de uma resistência elétrica.

As pressões na entrada e na saída do TC são medidas com transdutores de pressão com incerteza de 2 kPa. As medições de temperatura são feitas com termopares do tipo T com incerteza de 0,3 °C. A vazão mássica de refrigerante é medida com medidor do tipo Coriolis com incerteza de 0,05 kg/h. A medida de vazão de ar é feita com rotâmetro com incerteza de 5%. A medida de diâmetro médio do TC foi feita através do enchimento do TC com mercúrio, metodologia essa que produz uma incerteza de 1%. A rugosidade do tubo foi feita de duas formas: diretamente, usando um perfilômetro, e indiretamente, através da determinação da queda de pressão quando líquido é escoado através do TC. Os valores obtidos foram muito próximos.

MODELO NUMÉRICO

As equações que constituem o modelo numérico desenvolvido já foram apresentadas pelos autores em outras publicações (vide por

escoamento bifásico homogêneo, equilíbrio termodinâmico estável, escoamento horizontal, fluido puro e inexistência de condução axial de calor através das paredes dos tubos. O modelo utiliza as equações de conservação de massa, energia e quantidade de movimento, apresentadas na sua forma diferencial, e as seguintes equações constitutivas:

- Equação de Martin-Hou, para o cálculo das propriedades termodinâmicas dos refrigerantes; dados da ASHRAE interpolados para as propriedades de transporte do refrigerante.
- Equação de Serghides para o fator de atrito no escoamento turbulento rugoso; equação de Dukler para a viscosidade da mistura bifásica.
- Para o coeficiente de transferência de calor na LS são utilizados os dados de Kays e Crawford (1980), no caso de trocador de calor de tubos concêntricos, e a eq. de Dittus-Boelter para tubos laterais. Para o coeficiente de transferência de calor no escoamento no interior do TC, utiliza-se a equação de Dittus-Boelter.
- O fluxo mássico crítico é calculado usando o modelo de equilíbrio homogêneo isentrópico.

O método de Adams-Brashforth é utilizado para a integração do sistema de equações. A integração é efetuada desde a posição de entrada no TC até o ponto onde a pressão de saída fixada é atingida, ou onde a condição crítica de escoamento é obtida, o que ocorrer primeiro. Tal posição geométrica determina o comprimento necessário de TC (versão de dimensionamento). Quando o comprimento é fixado e a vazão mássica é a variável dependente (versão de simulação), a sequência de cálculo é iterativa, tendo por base a metodologia anterior.

RESULTADOS

A fig. 2 apresenta uma comparação entre resultados numéricos e experimentais obtidos. A diferença média de valores é de cerca de 5%. A vazão calculada é inferior à vazão medida na maioria dos casos. Os resultados aplicam-se a um TC com diâmetro nominal de 0,75 mm, LS com diâmetro nominal de 6 mm, e comprimento das regiões adiabática inicial, com trocador de calor e adiabática final respectivamente de 0,624 m, 2,105 m e 0,01 m.

A fig. 3 apresenta um caso particular onde é feita a comparação entre os perfis de temperatura medidos e calculados. Pode-se observar uma boa concordância de resultados. Deve-se observar que as assim denominadas temperaturas "medidas" no interior do TC, na realidade são valores calculados obtidos a partir das medições de temperatura de parede do TC, procedimento esse adotado em virtude da dificuldade de medição direta daquela variável. O perfil calculado de temperatura de saturação ao longo do TC, válido para a região com escoamento de líquido, é obtido a partir do valor medido de pressão na entrada do TC e da queda calculada de pressão. Essa curva permite determinar o ponto teórico de início de vaporização. Para o caso da fig. 3, aparentemente não existe atraso de vaporização, em concordância com o observado por Pate (1982). Ainda em relação à fig. 3, é importante notar a grande proximidade entre as curvas de temperatura do refrigerante no TC e de temperatura de saturação, ao longo do trecho com líquido, sugerindo que o comportamento do TC pode ser bastante sensível (ou pelo menos mais sensível do que o comportamento do TC adiabático) a variações de processo. Tal diferença de comportamento é de fato observada nos ensaios experimentais.

Em alguns testes realizados com o TC não adiabático foram observadas situações de grande instabilidade, as quais se caracterizavam por variações bruscas de vazão. Nesses casos, a oscilação de vazão se dava entre dois valores bem definidos, caracterizando dois pontos distintos de operação. Muito embora as instabilidades tenham ocorrido com maior frequência para pequenos graus de subresfriamento (para início de vaporização ocorrendo próximo à entrada do TC, ou seja, no início do trocador de calor ou na região adiabática inicial), houve casos em que isso ocorreu para subresfriamentos (ΔT_{sub}) maiores, conforme o exemplo apresentado na fig. 4. Neste caso, para parâmetros de operação fixados, a vazão oscilava entre 8,40 e 9,43 kg/h. Nesta figura são apresentadas as temperaturas do fluido refrigerante ao longo do TC e os perfis de temperatura de saturação para os dois pontos de operação. Para o ponto de operação de maior vazão, a linha de saturação cruza uma linha imaginária ligando os pontos medidos de temperatura do refrigerante, evidenciando a existência do atraso de vaporização. Para o ponto de menor vazão isso não ocorre, havendo apenas o tangenciamento dessas linhas, conforme esperado quando se tem equilíbrio termodinâmico estável.

A fig. 5 apresenta outros resultados experimentais, onde o efeito do ΔT_{sub} é evidenciado para casos sem instabilidade de operação. São apresentados também os resultados numéricos previstos, e observa-se que estes são cerca de 6% inferiores aos medidos.

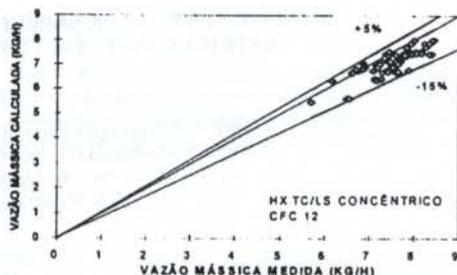


Figura 2. Comparação entre vazões mássicas medidas e calculadas.



Figura 3. Perfis de temperatura mostrando valores medidos e calculados para um caso sem atraso de vaporização.

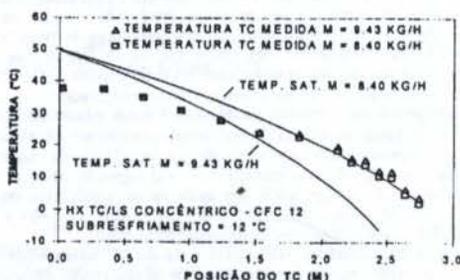


Figura 4. Perfis de temperatura para caso com instabilidade.

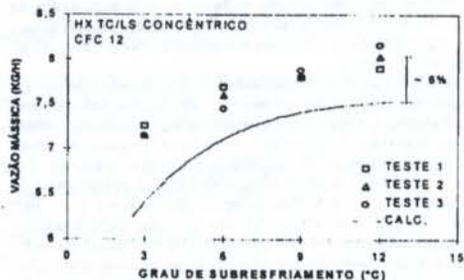


Figura 5. Influência do ΔT_{sub} na vazão mássica, mostrando valores medidos e calculados.

ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Usando o modelo numérico desenvolvido, foram feitas simulações visando avaliar a influência de algumas variáveis de processo, a saber: ΔT_{sub} do refrigerante na entrada do TC, tipo de fluido refrigerante (CFC 12 e HFC 134a), posição do HX, diâmetro do TC, arranjo do HX, troca de calor com o ambiente, temperatura na entrada da LS, rugosidade interna do TC, coeficiente de transferência de calor na LS, temperatura de evaporação e temperatura de condensação. A condição de referência adotada é a seguinte: 1) Temperatura de condensação: 50 °C. 2) Temperatura de evaporação: -25 °C. 3) Temperatura na entrada da LS: fixada igual à temperatura de evaporação. 4) Diâmetro interno do TC: 0,75 mm. 5) Diâmetro interno da LS: 5 mm. 6) T_{sub} : 3 °C. 7) Comprimento das regiões

adiabática inicial, HX e adiabática final: respectivamente 0,624 m, 2,105 m e 0,01m. 8) Rugosidade do tubo capilar; escoamento hidráulicamente liso. 9) Temperatura ambiente: 25 °C. 10) Coeficiente de troca de calor com o ambiente: 0 W/m²·°C. 11) Fluido no TC e LS: CFC 12 ou HFC 134a. Os resultados obtidos são apresentados nas figs. 6 a 14. Deve ser observado que os resultados são válidos apenas para as condições consideradas. As extrapolações e generalizações devem ser evitadas, ou pelo menos consideradas com cuidado.

Influência do Tipo de Fluido, da Posição do Trocador de Calor (HX) e do Grau de Subresfriamento (ΔT_{sub}). A fig. 6 apresenta a vazão calculada em função de ΔT_{sub} para TC adiabático e TC não adiabático com duas configurações de HX. O refrigerante HFC 134a é estudado. O fato do HX de tubos concêntricos produzir vazões levemente maiores do que com arranjo em tubos laterais, para um intervalo considerável de ΔT_{sub} , é um resultado aparentemente surpreendente. Muito embora a diferenças de vazão observadas sejam pequenas (max. 3%), era de se esperar vazões sempre maiores para o caso com tubos laterais, uma vez que a área de transferência de calor é maior. A causa para esse comportamento será vista mais adiante, quando o efeito do coeficiente de transferência de calor na LS for analisado. Para os casos analisados, observa-se também que o uso do trocador de calor provoca um aumento de vazão entre 35 e 40% em relação ao caso adiabático. Para o caso adiabático, a variação de vazão é de cerca de 2,1% para cada 1 °C de variação de ΔT_{sub} . Com o HX essa variação é de cerca de 2,5%. A fig. 7 mostra a influência da mudança de fluido para trocador de calor de tubos concêntricos e para TC adiabático. Para o intervalo de ΔT_{sub} considerado, a mudança de CFC 12 para HFC 134a provoca um aumento máximo de 3% na vazão. Para o TC adiabático, pode haver um leve aumento ou uma leve diminuição de vazão, dependendo do ΔT_{sub} considerado.

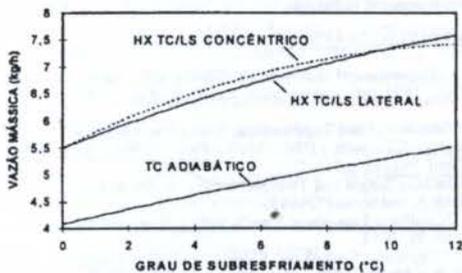


Figura 6. Influência do ΔT_{sub} sobre a vazão mássica para HX de tubos laterais, HX de tubos concêntrico e TC adiabático (CFC 12).

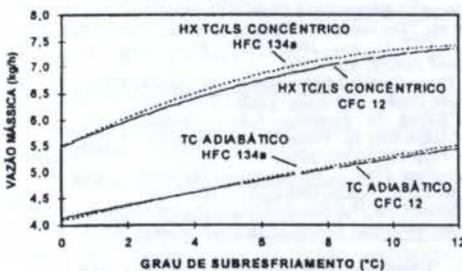


Figura 7. Influência do ΔT_{sub} sobre a vazão mássica para HX TC/LS concêntrico e para TC adiabático.

Influência da Temperatura de Condensação. Na fig. 8, nota-se que o aumento de vazão com a temperatura de condensação é quase linear para CFC 12 e HFC 134a, para a faixa de temperatura considerada. Para CFC 12 existe um aumento de vazão de cerca de 1,1% para cada 1 °C de variação da temperatura de condensação. Com HFC 134a, a sensibilidade é um pouco maior, cerca de 1,3% / °C.

Influência da Temperatura de Evaporação. A vazão mássica decresce praticamente linearmente com a temperatura de evaporação, como mostrado na fig. 9. Muito embora o escoamento crítico seja observado em todos os casos, ainda assim existe variação de vazão, uma vez que a temperatura na LS não é fixada constante, mas varia com a temperatura de evaporação, influenciando o processo. A sensibilidade observada é pequena, cerca de 2,1% / 10 °C.

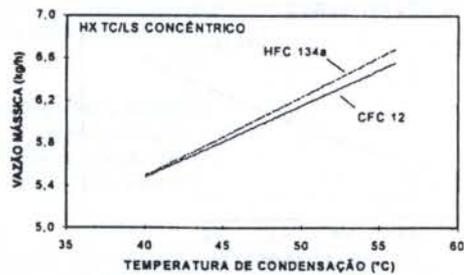


Figura 8. Influência da temperatura de condensação sobre a vazão mássica.

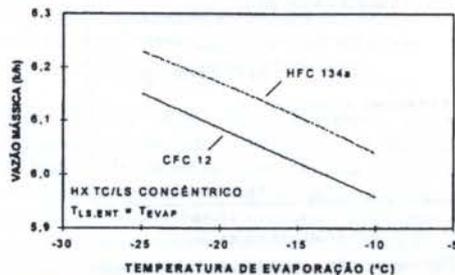


Figura 9. Influência da temperatura de evaporação na vazão mássica

Influência da Temperatura de Entrada na LS. Neste caso, apresentado na fig. 10, a temperatura de evaporação é mantida constante à -25 °C e a influência da temperatura na entrada da LS é avaliada. Na análise do caso da fig. 9, foi dito que a temperatura na entrada da LS acompanhava a temperatura de evaporação e que condições críticas de escoamento eram observadas em todo o intervalo analisado. Ou seja, tomando um ponto em particular de uma das curvas da fig. 9, e mantendo fixa a temperatura na entrada da LS, não existe variação de vazão por diminuição apenas da temperatura de evaporação. O corolário disso é que o gráfico da fig. 10 deve ser idêntico ao da fig. 9, desde que a variável temperatura de evaporação seja substituída pela temperatura de entrada na LS. Considerada a incerteza numérica existente, pode-se observar que as curvas das figs. 9 e 10 apresentam a coincidência de resultados esperada.

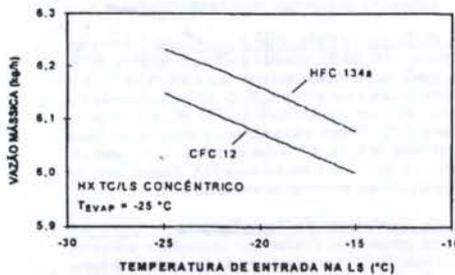


Figura 10. Efeito da temperatura de entrada na LS sobre a vazão mássica.

Influência do Diâmetro. É a variável à qual a vazão mássica é mais sensível, conforme pode ser observado na fig. 11. No caso considerado, o comportamento é semelhante para os dois refrigerantes estudados. Na faixa de diâmetros analisada, a sensibilidade é de 2,2% de variação da vazão, para cada 1% de variação do diâmetro.

Influência da Posição do HX. Conforme mostrado na fig. 12, existe um aumento significativo de vazão quando o trocador de calor é deslocado do final para o início do TC, sendo esse efeito tanto mais intenso quanto menor é o seu comprimento. Considerando um HX com comprimento de 1 m, o aumento verificado é de cerca de 35%. Conforme esperado, é também observado que o HX colocado próximo à saída do TC é mais sensível a variações de comprimento. Para esse caso, a sensibilidade da vazão é em média cerca de 2,2% para cada 10 cm de variação do comprimento.

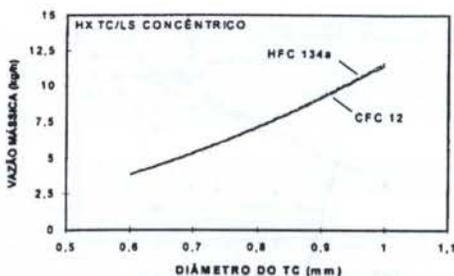


Figura 11. Efeito do diâmetro do TC na vazão mássica.

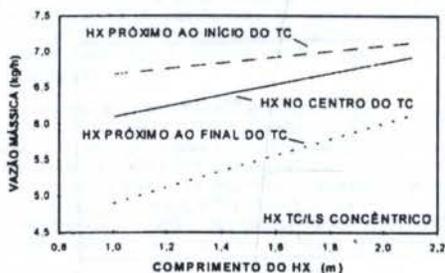


Figura 12. Efeito da posição e comprimento do HX na vazão mássica

Influência da rugosidade. O efeito da rugosidade é pequeno e praticamente desprezível para valores até 1.10^{-4} , conforme fig. 13.

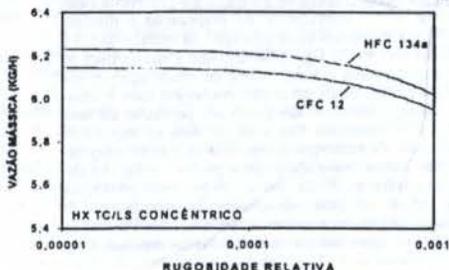


Figura 13. Influência da rugosidade na vazão mássica.

Influência da Troca de Calor com o Ambiente. Neste item analisa-se o comportamento do TC quando a situação ideal de isolamento perfeito é modificada, permitindo-se troca de calor com o ambiente. Considera-se um caso em que 70 % do comprimento total, no trecho inicial, está em contato com ar a 25 °C, e o restante, em contato com ar a 3 °C. Foram adotadas taxas unitárias de troca de calor com o ambiente de 0,1 e 0,4 W/(m de tubo) °C, respectivamente para o trecho só com TC e trecho com HX. Nesse caso, os resultados numéricos indicam aumento de vazão de 5 %.

Influência do Coeficiente de Transferência de Calor na LS (h_{LS}). Neste item pretende-se avaliar, por exemplo, o efeito da falta de concentricidade do TC em relação à LS. O resultado é apresentado na fig. 14. Tomando como referência o valor $h_{LS,ref}$ utilizado no simulador, observa-se que, para uma faixa até cerca de 90 % de $h_{LS,ref}$, existe uma influência não desprezível na vazão mássica. Acima desse valor, a influência é muito pequena. Esse fato justifica em parte os resultados obtidos na comparação entre o HX de tubos concêntricos e o HX de tubos laterais.

CONCLUSÕES

Os resultados numéricos de vazão mássica apresentam boa concordância com os experimentais para CFC 12, sendo em média 5 % menores que estes últimos. Os perfis numéricos e experimentais de temperatura no TC e na LS também apresentam boa concordância. Foi apresentado um caso em que os perfis de temperatura experimentais indicam claramente a existência de atraso de vaporização na região do trocador de calor. Contudo, na maioria dos casos em que o atraso de vaporização ocorre, o grau de subresfriamento é

pequeno, ou seja, para início de vaporização próximo ou na região adiabática inicial.

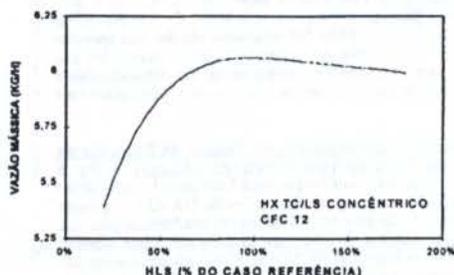


Figura 14. Influência do h_{LS} na vazão mássica.

Foi realizada uma análise numérica da sensibilidade do processo, onde a influência de vários parâmetros foi avaliada. Para os casos analisados, foram observadas pequenas alterações de vazão mássica quando o CFC 12 é substituído por HFC 134a. Para o ponto de operação analisado, o tipo de trocador de calor utilizado teve pequena influência, sendo de se esperar, contudo, uma influência maior para outras condições. Uma pequena, mas não desprezível variação de vazão mássica com a temperatura de evaporação foi observada, mesmo sob escoamento crítico. Isto ocorre porque a temperatura na entrada da LS foi variada conjuntamente com a temperatura de evaporação. O diâmetro do TC, a temperatura de condensação, o subresfriamento e a posição e comprimento do HX são as variáveis que mostraram maior influência no desempenho do TC. A rugosidade do TC e a troca de calor com o ambiente apresentaram pequena influência.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Melo, C. et al., "Experimental Analysis of CT for CFC 12 and HFC 134a", Proc. 1994 Int. Refrigeration Conf. Purdue, p.347-352.
- Dirik, E. et al., "Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Nonadiabatic CT with HFC 134a", Proc. 1994 Int. Refrigeration Conf. Purdue, p.365-370.
- Mikol, E.P., "Adiabatic Single and Two-phase Flow in Small Bore Tubes", ASHRAE J., vol 5, no.11, 1963.
- Whitesel, H.A., "Capillary Two-phase Flow", Refrig. Eng., vol 65, no.4, p.42-44 e 98-99, 1957.
- Whitesel, H.A., "Capillary Two-phase Flow - Part II", Refrig. Eng., vol 65, no.9, p.35-40, 1957.
- Wijaya, H., "Adiabatic CT Test Data for HFC 134a", Proc. 1992 Int. Refrigeration Conf. Purdue, vol 1, p.347-352.
- Christensen, L.B., Jorgensen, H.P., "Flow Resistance of CT HX", Proc. XII Int. Congr. Refrigeration, p.1069-1077, 1967.
- Paiva, M.A.S. et al., "The Behavior of Lateral and Concentric CT-SL HX using CFC 12 and HFC 134a." Proc. 1994 Int. Refrigeration Conf. Purdue, p.341-356.
- Pate, M.B., "A Theoretical and Experimental Analysis of CT-SL HX", Ph.D. Thesis, Purdue University, 1982.
- Hopkins, N.E., "Rating the Restrictor Tube - Method of Determining Flow Capacities for Freon-12 and Freon-22", Refrig. Eng., vol 58, no.11, p.1087-1095, 1950.
- Erth, R.A., "Two-phase Flow in Refrigeration CT: Analysis and Prediction", Ph.D. Thesis, Purdue University, 1969.
- Feixoto, R.A., Bullard, C.W., "A Simulation and Design Model for CT-SL HX", Proc. 1994 Int. Refrigeration Conf. Purdue, p.335-340.
- Kakaç, S. et al., "Handbook of Single-phase Convective Heat Transfer", J. Wiley, 1987.
- Schulz, V.M., "State of the Art: The CT for, and in, Vapor Compression Systems", ASHRAE Trans., Part 1-A, p.92-105, 1985.
- Kays, W.M., Crawford, M.E., "Convective Heat and Mass Transfer", 2nd. ed., McGraw-Hill, 1980.

ABSTRACT

This paper presents a numerical and experimental analysis of the flow through non-adiabatic capillary tubes (CT). In order to get a reliable experimental database as a reference basis for the numerical model, an experimental apparatus was built. Concentric and lateral capillary tube-suction line heat exchangers can be tested. Tests using CFC 12 have already been performed and the tests using HFC 134a are in the final stage. Measured mass flow rates and measured CT temperature profiles are compared with the numerical results. The numerical model was also used in a sensitivity study.

BOMBAS CAPILARES APLICADAS A CIRCUITOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR DE DUPLA-FASE

Edson Bazzo - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina - Brasil
Sergio Colle - Departamento de Engenharia Mecânica
Universidade Federal de Santa Catarina - Brasil

RESUMO

Bombas capilares de ranhuras circunferenciais são testadas com sucesso, sob diferentes condições operacionais, usando Freon 11 como fluido de trabalho. Testes conduzidos no modo capilar indicaram taxas de transferência de calor de até 12 kW/m^2 . Potências medidas no seu limite capilar, na ordem de 260 a 300 W, demonstraram boa concordância com valores previamente estimados, de acordo com modelo matemático desenvolvido para circuitos de bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Em particular, na eventualidade de colapso, sua capacidade de reativação representa importante vantagem sobre outras bombas capilares constituídas por estruturas de material poroso planas ou tubulares.

INTRODUÇÃO

Bombas capilares são originalmente desenvolvidas para substituir tubos de calor, ou circuitos convencionais de dupla-fase, em aplicações espaciais que requeiram altas taxas de demanda térmica. A praticidade das bombas capilares foi inicialmente demonstrada por Stenger (1966). Entretanto, somente a partir do final da década de 70, novos esforços foram retomados, quando bombas capilares foram reconsideradas para o gerenciamento térmico de satélites e outras estruturas espaciais. NASA/GSFC (Goddard Space Flight Center) e OAO Corporation reiniciaram testes com o objetivo de viabilizar seu uso em futuras plataformas e estações espaciais. Primeiros resultados foram publicados por Krolczek et al (1984), comprovando o bom desempenho de bombas capilares e demonstrando a habilidade do circuito para operar sob diferentes cargas térmicas. Potências de até 25 kW foram alcançadas com relativo sucesso. A partir de 1985, estudos foram iniciados também por pesquisadores da Europa, com a execução de projetos de bombas capilares igualmente destinadas à isotermação de satélites ou de estações orbitais. Em particular, seguindo programa proposto pela ESA, esforços conjuntos têm se concentrado na preparação do TPX (Two-Phase loop eXperiment), 200 W/Amonia, testado em órbita, em fevereiro de 1994 (Delil et al, 1994).

A nível geral, diversos pesquisadores vêm se empenhando no estudo desses evaporadores, avaliando limites de operação e analisando seu comportamento térmico no regime transiente. A maioria dos evaporadores testados até a presente data tem usado bombas capilares construídas com material poroso de polietileno, em tubos de alumínio extrudados com sulcos axiais de seção trapezoidal na sua superfície interna (TAG-Trapezoidal Axial Grooves). Recentes avanços no projeto de evaporadores têm resultado no emprego de estruturas capilares que correspondessem a uma maior capacidade de bombeamento capilar, menor peso estrutural e alto coeficiente de transferência de calor (Ku, 1993). Além de buscar soluções que visem alta capacidade de bombeamento capilar, há a preocupação permanente de se evitar situações adversas de colapso ou de secagem (dry-out), comuns de ocorrerem tanto na partida (start-up), quanto em operação normal do circuito, no caso de cargas térmicas bruscas eventualmente aplicadas ao evaporador. Também com essa preocupação, o presente trabalho aborda o assunto, apresentando resultados experimentais de bombas capilares construídas com ranhuras internas circunferenciais, alternativa

proposta pela ERNO Raumfahrttechnik, bombas essas exaustivamente testadas no laboratório do IKE-Universidade de Stuttgart da Alemanha. Testes têm sido realizados no modo assistido e no modo capilar. No modo assistido, a simples associação de uma bomba mecânica ao circuito de bomba capilar permitiu operar o evaporador com taxas de calor de até 28 kW/m^2 , valores esses calculados com base na superfície interna da bomba capilar, igual a $0,025 \text{ m}^2$ (Bazzo et al, 1993). No modo capilar, de acordo com resultados aqui apresentados, foram medidas taxas de calor de até 12 kW/m^2 .

DESCRIÇÃO DO EXPERIMENTO

Os circuitos de bombas capilares são descritos como sistemas bifásicos para transporte de calor. São constituídos por evaporadores, condensadores, um reservatório para controle da temperatura de operação e por linhas para transporte do líquido e do vapor. O esquema mostrado na Figura 1 representa um circuito de dupla-fase para transporte de calor, construído para operar no modo capilar. Uma ou mais bombas capilares são incorporadas ao evaporador. Não há a necessidade de bombeamento mecânico. Líquido se desloca do condensador para o evaporador, unicamente por ação capilar. Não há partes móveis e, portanto, são sistemas livres de vibrações. Amônia e Freon têm sido frequentemente adotados como fluidos de trabalho.

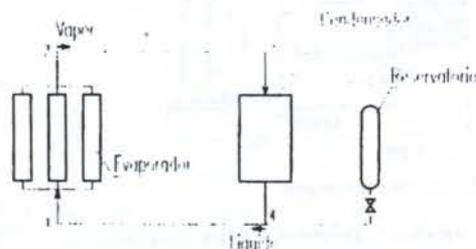


Figura 1: Esquema de um circuito de dupla-fase adaptado com bombas capilares.

O evaporador se constitui no componente mais importante do circuito. Nele são incorporadas as bombas capilares, responsáveis pela circulação do fluido de trabalho ao longo do circuito. As bombas capilares têm a função de succionar líquido do condensador para a região do evaporador. Ao receber calor na estrutura capilar, líquido evapora e se

desloca ao longo das linhas de vapor, de volta ao condensador.

No caso específico do presente trabalho, sete bombas capilares de paredes circumferencialmente ranhuradas formam o evaporador. Elas são fabricadas em alumínio (\varnothing 19 mm) e são operadas em paralelo. A estrutura interna de uma bomba capilar é mostrada na Figura 2. O comprimento ativo do evaporador é de 500 mm. Calor é fornecido a cada tubo através de um par de blocos de alumínio equipados com resistências elétricas. Um perfil em T é inserido no interior do tubo, separando um canal para alimentação do líquido e outros dois para saída do vapor. Ranhuras circumferenciais são usinadas na parede interna do tubo com espaçamento de 215 μ m. Para caracterização das ranhuras, cinco bombas capilares foram abertas e cortadas de modo a se obter diferentes amostras. De acordo com análise micrográfica, foram obtidos valores correspondentes a

$$b = 33 \pm 7 \mu\text{m}$$

$$t = 310 \pm 59 \mu\text{m}$$

$$\beta = 0,6 \pm 0,4^\circ$$

onde b representa a largura entre paredes no topo da ranhura, t representa a profundidade e β representa a metade do ângulo de abertura da ranhura, valores esses calculados para intervalo de confiança de 95%. A capacidade de bombeamento capilar depende dessas ranhuras. Mediante ação capilar, líquido se desloca no sentido ascendente ao longo das ranhuras, na proporção direta ao calor aplicado sobre a parte superior da bomba capilar.

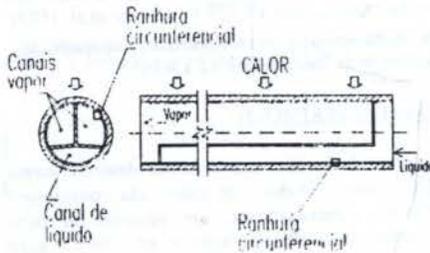


Figura 2. Estrutura interna da bomba capilar, mostrada em corte transversal e em corte longitudinal.

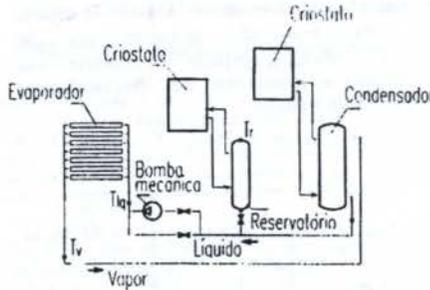


Figura 3: Bancada experimental.

Os trabalhos experimentais foram conduzidos no circuito de bomba capilar instalado no laboratório do IKE - Institut für Kernenergie und Energiesysteme da Universidade de Stuttgart. Um esquema da bancada de testes é mostrado na Figura 3. O circuito é basicamente constituído por um evaporador, um condensador, um reservatório, tubos de \varnothing 40 mm para circulação de vapor e de tubos de \varnothing 20 mm para circulação do líquido. Com exceção do evaporador, todo o circuito foi construído em aço inoxidável. Tanto alumínio como aço inoxidável, ambos são materiais compatíveis com Freon e com amônia. A bancada de testes foi originalmente

projetada para operar com amônia, mas por razões de segurança Freon 11 tem sido usado como fluido de trabalho.

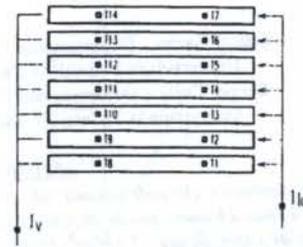


Figura 4: Posição dos termopares na placa evaporadora.

Sete bombas capilares formam a placa evaporadora. Elas são fabricadas em alumínio e são operadas em paralelo. Calor é fornecido a cada tubo através de um par de blocos de alumínio equipados com resistências elétricas. No total, quatorze termopares são instalados na

interface entre blocos e respectiva bomba capilar (Figura 4). Outros dois termopares, correspondentes a T_{lq} e T_v , são instalados na entrada e saída do evaporador, respectivamente.

Um sistema DC de potência e dois criostatos são utilizados para operar o circuito. Um dos criostatos foi instalado para atuar sobre o reservatório, com o objetivo de controlar as condições operacionais do circuito e garantir estabilidade da temperatura de vapor, independente da carga térmica aplicada sobre o evaporador ou da temperatura da água de refrigeração no condensador. O segundo criostato foi instalado para remover calor do condensador.

O circuito foi originalmente projetado para testar as bombas capilares também no modo assistido por bomba mecânica. Nesse caso, as bombas capilares foram inicialmente montadas de modo que o líquido pudesse fluir livremente pelo canal de líquido por ação de uma bomba de engrenagem, diretamente para a linha de vapor. A Figura 3 mostra a bomba mecânica instalada em by-pass, na entrada do evaporador. Nessas condições, operando o circuito no modo assistido, o efeito de capilaridade é requerido unicamente para distribuição do líquido ao longo da superfície ranhurada nos canais de vapor. Posteriormente, as bombas capilares foram modificadas para realização dos testes no modo capilar.

RESULTADOS EXPERIMENTAIS E COMENTÁRIOS

Diversos testes foram realizados, compreendendo aquecimento individual ou coletivo de duas ou mais bombas capilares. Antes de dar partida, calor foi inicialmente aplicado ao reservatório, de modo que a pressão subisse e que líquido fosse deslocado para o interior do circuito. Após a partida, parte do líquido retorna ao reservatório, na proporção direta do calor aplicado no evaporador, até que se estabeleça o equilíbrio desejado entre reservatório e circuito. A pressão mantida no reservatório regula a pressão e a temperatura de operação no circuito. Qualquer alteração na taxa de calor aplicada sobre os evaporadores, ou da temperatura ambiente na região do condensador, deve ser sentida pelo reservatório de modo a, imediatamente, compensar o inventário de líquido no interior do circuito, aumentando ou diminuindo a área disponível para troca de calor no condensador. Ambas as situações foram simuladas e prontamente atendidas pelo reservatório.

As Figuras 5 e 6 representam o comportamento térmico em particular para as bombas capilares n.º.4 e n.º.7, associando-se os efeitos relacionados com a partida do circuito, limite operacional e capacidade de reativação do evaporador em caso de secagem. T_{lq} e T_v são temperaturas de parede medidas na entrada e na saída do evaporador, respectivamente. Todas as demais bombas capilares foram igualmente testadas, demonstrando comportamento similar aos resultados aqui apresentados.

Na Figura 5, T_4 e T_{11} são temperaturas medidas na interface entre blocos aquecedores e bomba capilar n.º.4, para potências ajustadas de 200, 240, 260, 280 e 300 W. Observa-se que acima de 280 W, T_{11} sobe abruptamente indicando a ocorrência de secagem na bomba capilar n.º.4. Outros testes foram realizados e todos indicaram potência-limite correspondente a 280 W, que corresponde a $11,2 \text{ kW/m}^2$, valor esse calculado com base na superfície interna da bomba capilar, igual a $0,025 \text{ m}^2$. Da mesma forma, para a figura 6, T_7 e T_8 são temperaturas medidas na interface entre blocos aquecedores e bomba capilar n.º.7, nesse caso, para potências ajustadas de 200, 260 e 280 W, respectivamente.

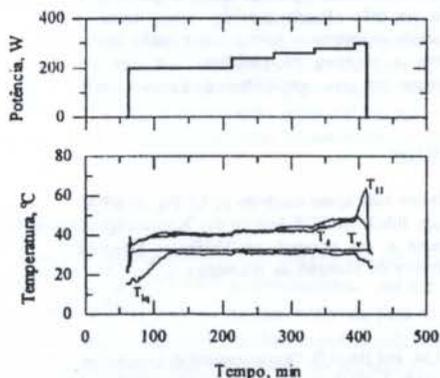


Figura 5: Comportamento térmico da bomba capilar n.º.4.

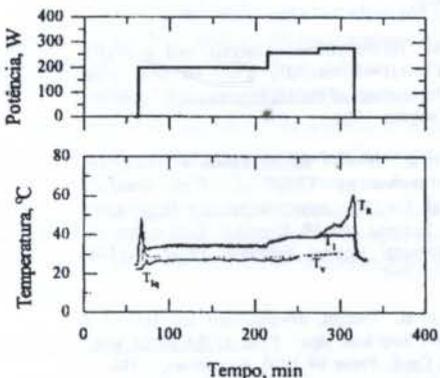


Figura 6: Comportamento térmico da bomba capilar n.º.7.

Na análise das figuras aqui apresentadas, observa-se que, após a partida do circuito, T_v permanece praticamente constante ao longo do tempo. Pequenas alterações foram notadas apenas no início de operação, quando picos de diferentes intensidades foram observadas nas leituras correspondentes a T_v , T_{1q} e, principalmente, temperaturas medidas na interface dos aquecedores com as bombas capilares. O crescimento da temperatura de parede em início de operação se deve em parte à formação inicial de bolhas de vapor na interface das ranhuras com o fluido de trabalho (efeito de ebulição nucleada) e, em parte, devido ao aumento na pressão de saturação até o limite requerido para forçar o líquido existente nas linhas de vapor de volta ao reservatório. Picos maiores ou menores estão relacionados ao esforço inicial de deslocar excesso de líquido ao reservatório, levando-se em conta inclusive a presença de vapor ou de gases não condensáveis na tubulação. O pico observado em T_v (Figura 7) corresponde ao aumento da pressão de saturação, associado ao

efeito de transferência de calor por condução dos aquecedores para as paredes da tubulação. Na Figura 7, pressão absoluta, temperatura T_v e temperatura T_{1q} são todos valores medidos. As temperaturas correspondentes à pressão de saturação, p_v , praticamente coincidem com a curva correspondente a T_v . O pico observado em T_{1q} , seguido de aumento gradual no início de operação, se deve ao efeito não desejado de propagação de calor por condução entre aquecedores e parede da tubulação na entrada do evaporador, local onde foi instalado o termopar para leitura da temperatura do líquido de alimentação.

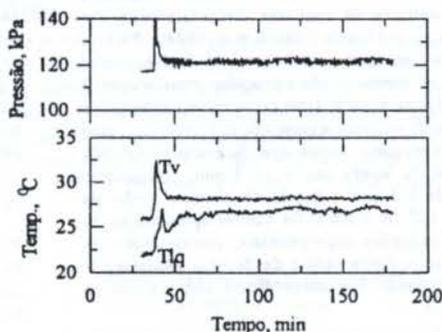


Figura 7: Variação da temperatura e da pressão de saturação em início de operação (bomba capilar n.º.7).

O circuito foi igualmente testado na sua capacidade de se recuperar da condição-limite em que ocorre secagem de uma ou mais bombas capilares. Testes demonstraram capacidade de recuperação plena, apenas reduzindo a potência para valores da ordem de 80% da sua capacidade térmica máxima admitida pelo circuito, sem a necessidade de elevar a pressão do reservatório, de injetar líquido frio no evaporador, ou mesmo de desativar o equipamento. No caso em particular da Figura 8, observa-se que T_{10} retrocede para a condição de operação normal, após redução da potência aplicada de 260 W para 200 W, indicando recuperação plena do circuito.

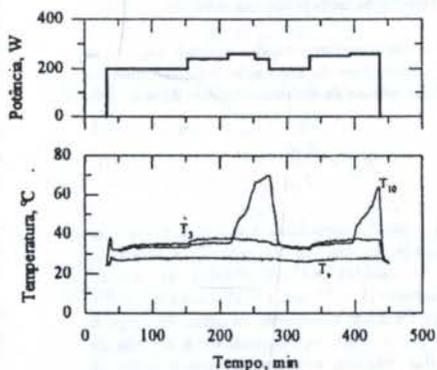


Figura 8: Capacidade de recuperação da bomba capilar, mediante simples redução da potência no evaporador.

Para todas as sete bombas capilares, os valores medidos de potência máxima demonstram boa concordância com valores estimados com base na teoria de limite capilar. A exemplo do que ocorre com tubos de calor, a capacidade máxima de transporte de calor pode estar associada ao efeito de limite capilar, limite sônico, limite por arraste ou limite por ebulição nucleada. Entretanto, para operação sob temperaturas moderadas, na faixa de 122 a 628 K, tendo a amônia ou Freon 11 como fluido de trabalho, a potência máxima está normalmente associada ao efeito de limite capilar.

De acordo com o conceito de limite capilar, a potência máxima é limitada pela capacidade de bombeamento máximo das bombas capilares e, para que ocorra bombeamento, é condição essencial que a pressão capilar seja sempre superior às perdas de carga desenvolvidas ao longo do circuito, isto é,

$$p_{cm} \geq \sum \Delta p_x \quad (1)$$

onde p_{cm} representa a pressão de bombeamento capilar e $\sum \Delta p_x$ a perda de carga total ao longo do circuito. Uma formulação completa permitindo a determinação do limite de operação para bombas capilares de ranhuras circunferenciais, foi desenvolvida e já publicada (Bazzo et al, 1994). Para as bombas capilares em teste, com base no limite capilar portanto, potências esperadas são calculadas considerando-se os valores medidos de b , t e β . Uma curva correspondente aos valores esperados de potência é mostrada na Figura 9, no caso assumindo-se mesmo comprimento ativo do evaporador de 500 mm, raio interno da bomba capilar de 8 mm, espaçamento entre ranhuras de 215 μm e ângulo de abertura médio da ranhura igual a $1,2^\circ$ ($\beta = 0,6^\circ$). Os valores apresentados no gráfico como resultados experimentais, correspondem às potências medidas no limite capilar das bombas capilares n.ºs. 2, 4 e 6, demonstrando boa concordância com valores de potência estimados.

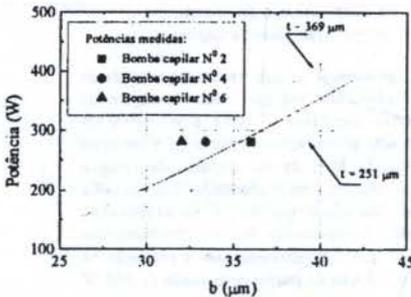


Figura 9: Potências esperadas para as bombas capilares n.ºs 2, 4 e 6. Comparação com potências medidas.

A pressão de bombeamento capilar depende das forças que atuam sobre a superfície de separação líquido-vapor do fluido de trabalho no interior da estrutura capilar, determinada através de

$$p_{cm} = \frac{2\sigma}{r_c} \quad (2)$$

onde σ representa a tensão superficial e r_c representa o raio efetivo de capilaridade do menisco formado. Para Freon 11, considerando-se os valores médios obtidos da análise micrográfica das ranhuras ($b = 33 \mu\text{m}$, $t = 310 \mu\text{m}$ e $\beta = 0,6^\circ$), obtem-se $p_{cm} = 1328 \text{ Pa}$. Com o aumento da perda de carga, o menisco retrocede até o limite correspondente à pressão de bombeamento capilar máxima, interrompendo-se o fluxo de líquido ao longo da estrutura porosa ou das ranhuras e, por isso, causando a secagem da bomba capilar.

CONCLUSÕES

Bombas capilares de ranhuras circunferenciais foram testadas com sucesso, sob diferentes condições operacionais, tanto na partida (start-up), quanto na sua capacidade de reativação após a ocorrência de secagem (dry-out). Testes conduzidos no modo capilar indicaram taxas de transferência de calor de até 12 kW/m^2 . Potências medidas no seu limite capilar, na ordem de 260 a 300 W, demonstraram boa

concordância com valores previamente estimados, de acordo com modelo matemático desenvolvido para circuitos de bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Em particular, sua capacidade de reativação representa importante vantagem sobre circuitos de bombas capilares constituídas por estruturas de material poroso planas ou tubulares. Não há a necessidade de desligamento do circuito, nem a necessidade de bombeamento de fluido frio ao evaporador para forçar a reativação do circuito no caso de ocorrer secagem. Entretanto, maiores cuidados devem estar voltados à construção de bombas capilares de ranhuras circunferenciais. Embora não seja tarefa simples, a bomba deve ser montada de modo a evitar interstícios relativamente grandes entre o perfil T e paredes internas do tubo. Nesse sentido, novas bombas capilares estão sendo montadas e novos testes estão sendo programados, com o objetivo de viabilizar seu uso em instalações que requeiram maior capacidade de bombeamento capilar.

AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem todo apoio recebido do CNPq, do KFA-Forschungszentrum Jülich, do IKE-Institut für Kernenergetik und Energiesysteme e, em especial, do Professor Manfred Groll da Universidade de Stuttgart da Alemanha.

REFERÊNCIAS

Bazzo, E. Groll, M. and Brost, O. "Experimental & theoretical investigations with a mechanically and capillary pumped two-phase loop". *Proceedings of the First ESA/ESTEC Workshop on Two-Phase Heat Transport Technology*, Noordwijk, 1993.

Bazzo, E. et al "Hydrodynamic analysis and capillary limitation of circumferentially grooved heat pipe evaporators". *Proceedings of the 4th International Heat Pipe Symposium*, Tsukuba, 1994.

Delil, A.A.M. et al. "In-orbit demonstration of two-phase heat transport technology: TPX/G-557 flight results". *Proceedings of the 24th International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems*, Paper 941404, Friedrichshafen, 1994.

Kroliczek, E.J. et al. "Design, development and test of a capillary pumped loop heat pipe". *Proc. of the AIAA 19th Thermophysics Conf.*, Paper 84-1720, Snowmass, 1984.

Ku, J. "Overview of capillary pumped loop technology". *ASME 29th National Heat Transfer Conference*, HTD-Vol.236. Atlanta, 1993.

Stenger, F.J. "Experimental feasibility study of water-filled capillary-pumped heat transfer loops". NASA TM-X-1310, NASA Lewis Research Center, Cleveland, 1966.

ABSTRACT

Circumferentially grooved capillary pumps have been successfully tested at several operational conditions. Tests carried out in the capillary pumped mode have indicated heat fluxes up to 12 kW/m^2 , using Freon 11 as the working fluid. According to a mathematical model, the estimated values have indicated good agreement with measured powers. Particularly, the ability in repriming is an important advantage over other type of capillary pumps. In case of dry-out, there is no need to turn off the loop, nor to increase the pressure in the reservoir, nor to inject sub-cooling liquid into the evaporator cold plate.

DISEÑO DE CÁMARAS DE ENSAYO EN REFRIGERACIÓN Y CALEFACCIÓN

Jesús Guallar - Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Zaragoza - España

Marta Casas - Departamento de Ingeniería Mecánica
Universidad de Zaragoza - España

RESUMEN

Ante la necesidad de comprobar la potencia térmica dada por el fabricante de equipos de aire acondicionado y bombas de calor, se plantea el diseño de las cámaras en las que se puede realizar el ensayo de potencia. Se estudia y compara la normativa vigente y se diseñan las cámaras de ensayo y equipos de medida de variables térmicas de la instalación. Durante dicho ensayo se miden las variables necesarias, para junto con las ecuaciones de cálculo, determinar la potencia térmica del equipo. Se pretende que durante el ensayo, las condiciones de realización del mismo sean lo más próximas a su uso normal, y para ello se dispone de una serie de equipos que lo facilitan. La instalación permite valorar mejoras de equipos y optimización de componentes.

INTRODUCCIÓN

Los equipos susceptibles de ensayo son los frigoríficos y bombas de calor, accionados directamente (por electricidad), que utilizan el ciclo de compresión mecánica para su funcionamiento, de potencia térmica nominal comprendida entre 3 kW y 40 kW. Estos equipos son objeto de las normas UNE 20 341, ANSI/ASHRAE 37-1978 y del BOE núm. 21 del 24 de enero de 1986.

Los equipos se clasificarán para la realización del ensayo en función del fluido de trabajo del intercambiador de estudio (agua o aire), de su potencia útil, de su coeficiente de eficiencia energética y de su estructura (equipos compactos o partidos).

Estos equipos se utilizan en los sistemas de climatización (frío o calor), en la producción de agua caliente sanitaria y en procesos industriales de calentamiento y refrigeración. Se exceptúan los equipos frigoríficos y congeladores domésticos, que están sujetos a otra normativa, y por lo tanto deben de ser sometidos a otras condiciones para determinar sus características térmicas.

CÁMARAS DE ENSAYO

Para poder medir la potencia de los equipos definidos con anterioridad, se diseñan las cámaras de ensayo, que constan fundamentalmente de dos cámaras, rodeadas de la zona periférica, que permite aislarlas entre sí y del laboratorio que las contiene. Estas cámaras permiten mantener las condiciones de ensayo dentro de las tolerancias establecidas.

- **Cámara interior:** en ella se simularán las condiciones del local a climatizar. En dicha cámara quedará instalada la sección interior del equipo a ensayar, es decir, la parte del mismo que en condiciones de uso permanece en el interior de la zona a climatizar.

Contiene la zona de tratamiento de aire, lugar en el que el aire que proviene del equipo a ensayar es tratado para mantener las condiciones de presión, temperatura y humedad que exija el ensayo; consta también del dispositivo medidor de caudal de aire, y toda la instrumentación necesaria para poder medir cualquiera de las variables que influyen en el proceso y son necesarias

para la determinación de la potencia frigorífica o calorífica del equipo de ensayo.

- **Cámara exterior:** en ella se simularán las condiciones del ambiente exterior. En dicha cámara quedará instalada la sección exterior del equipo a ensayar, que permanece en el ambiente exterior. Contiene también la zona de tratamiento de aire, el dispositivo medidor de caudal de aire, y la instrumentación necesaria e idéntica a la de la cámara interior.

Los equipos de tratamiento de agua permanecen en el exterior de las cámaras (en el laboratorio).

- **Zonas periféricas:** son pasillos independientes que rodean a las cámaras, dichos pasillos, poseen los aparatos necesarios para mantener iguales condiciones ambientales que la cámara que rodean, y obtener la casi completa adiabaticidad de los módulos.

Dimensionado y construcción de las cámaras de ensayo

Las dimensiones de la cámara serán suficientes para evitar toda perturbación en el proceso, tanto en la admisión o en la salida del fluido de trabajo de la sección del equipo de ensayo, así como en los diferentes procesos de medida, para que no se vean alteradas las condiciones de funcionamiento del equipo en relación con su uso normal. La relación de dimensiones puede observarse en las figuras 1 y 2.

Todas las paredes de los diferentes recintos, son de tipo sandwich con juntas estancas al aire y a la humedad, con la siguiente composición:

- **Paredes de las cámaras**
Su espesor es de 80 mm. Constan en su parte exterior de dos chapas de acero tratado galvanizado de 0,8 mm, recubiertas por una fina capa de pintura de epoxi (0,01 mm); en su interior albergan un relleno de poliuretano expandido, inyectado a alta presión de densidad comprendida entre 35 y 40 kg/m³.
- **Paredes de las zonas periféricas**
Son de 120 mm de espesor, y su composición es igual a las anteriores.

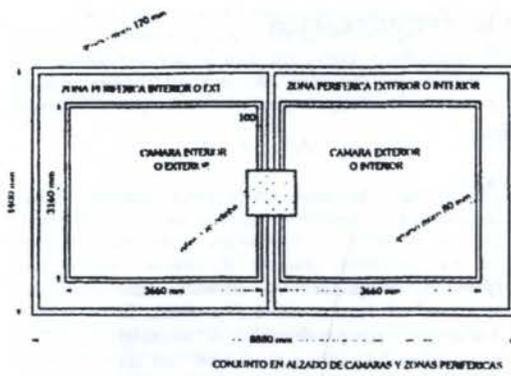


Figura 1. Relación de dimensiones en las diferentes cámaras de ensayo

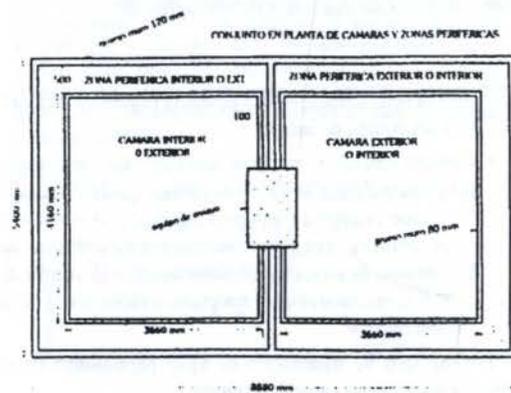


Figura 2. Relación de dimensiones en las diferentes cámaras de ensayo

Las *puertas de acceso*, tendrán que estar provistas de juntas que las hagan herméticamente estancas al aire y a la humedad, según las normas UNE 20 341, ANSI/ASHRAE 37-1978 y BOE núm. 21 del 24 de enero de 1986.

Cálculo de pérdidas o ganancias a través de los cerramientos

Las suposiciones de las que se parte en las cámaras y zonas periféricas para el cálculo de pérdidas o ganancias son: la radiación es despreciable, y debido a la hermeticidad de la construcción, no existe ningún tipo de infiltración de aire ni tampoco necesidad de ventilación. Por ello sólo se analizarán las pérdidas y ganancias de calor, por conducción y convección, a través de los cerramientos, es decir el balance de cada uno de los módulos con su entorno.

La pared o cerramiento está compuesto por varias capas (cada capa de diferente material y espesor), la resistencia térmica total será la suma de las resistencias térmicas parciales de cada una de las capas del cerramiento, debidas a cada uno de los materiales que la forman

$$Q_T = K_T \cdot S \cdot (t_1 - t_2) = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{L_1}{\lambda_1} + \frac{L_2}{\lambda_2} + \frac{L_3}{\lambda_3} + \frac{1}{h_e}} \cdot S \cdot (t_1 - t_2) \quad (1)$$

Se pretende la *bivalencia* de todo el recinto, de modo que no exista cámara interior o exterior fija (dependerá del ensayo). El rango de temperaturas de trabajo se considera de +7°C a +50°C en la cámara interior y de -20°C a +50°C en la exterior. Extensible a las zonas periféricas

Para la "CÁMARA INTERIOR O EXTERIOR", el balance térmico se realiza entre cada cámara y su zona periférica correspondiente (su entorno) siendo necesario introducir 1,42 kW en la cámara interior cuando se preparase el ensayo de aire acondicionado, o extraer 1,42 kW de la cámara interior cuando se preparase el ensayo de calefacción. Los valores son iguales para la otra cámara.

Para la "ZONA PERIFÉRICA INTERIOR O EXTERIOR", de igual modo, el balance térmico se realiza entre la zona periférica y su cámara correspondiente y su entorno en el laboratorio. Sería necesario introducir en la zona periférica interior como máximo 2,51 kW en la preparación del ensayo de aire acondicionado, o extraer de la exterior 2,55 kW durante la preparación del ensayo de calefacción. Del mismo modo se opera con la otra zona.

Para la determinación de los equipos de la zona de tratamiento de aire, se ha de tener en cuenta no sólo el valor de los flujos de transferencia de calor en los cerramientos (pérdidas o ganancias a través de los cerramientos), sino también, la propia potencia térmica del equipo de ensayo, ya que los aparatos de las zonas de tratamiento de aire deben de trabajar en oposición a los propios equipos a ensayar, para mantener constantes las condiciones térmicas del ensayo. Para la determinación del equipo de la zona de tratamiento de agua, debe pensarse en una enfriadora de agua.

Además se instalará un equipo equilibrador de presiones entre ambas cámaras, para evitar sobrepresiones.

CONDICIONES, MÉTODOS, PREPARACIÓN Y REALIZACIÓN DE LOS ENSAYOS

Condiciones de ensayo

Se realizarán los ensayos en base a dos tipos de condiciones, las *nominales* y las de funcionamiento al *máximo/mínimo* (extremas). Así se cuantificará las prestaciones del equipo en las condiciones nominales de ensayo, y se comprobará el comportamiento del mismo en las condiciones límites de funcionamiento.

Métodos de ensayo de potencia

Los métodos generales de ensayo para determinar la potencia térmica de los equipos, son el *método entálpico* y el *calorimétrico*. Su aplicabilidad no es total, depende de las condiciones de uso, de la sección que se esté ensayando y del tipo de equipo (clase) de ensayo:

• Método entálpico

El método entálpico puede ser aplicado tanto a la *sección interior* como a la *exterior* del equipo de ensayo, teniendo éste como fuente o sumidero de calor el *aire* (*método entálpico-A*, para equipos con intercambiadores tipo refrigerante-aire) o el *agua* (*método entálpico-W*, intercambiadores tipo refrigerante-agua). Se determina la potencia térmica, frigorífica o calorífica, a partir del *caudal másico del fluido* y de las *temperaturas* del mismo a la entrada y salida de la sección de ensayo correspondiente. Si se trata de equipos partidos, habrá que considerar las pérdidas en las líneas de refrigerante.

• Método calorimétrico

El método calorimétrico solamente puede ser aplicado al equipo de ensayo que tenga como fuente o sumidero de calor el *aire* (equipos con intercambiadores tipo refrigerante-aire). La determinación de la potencia térmica del

equipo se realiza a partir del *balance energético* realizado en el módulo de ensayo, a través de la energía aportada o extraída por la unidad de tratamiento de aire y de las pérdidas o ganancias de calor en el módulo de ensayo.

El ensayo que se realice sobre un determinado equipo, para determinar su potencia térmica, utilizará simultáneamente dos de los tres métodos indicados, que pasarán a llamarse *directo* o *indirecto*. Se considerará el ensayo válido cuando la diferencia de potencias obtenidas por ambos métodos, no difiera en más de un 5%, según *BOE núm. 21 del 24 de enero de 1986*.

Como *método directo* solamente puede usarse el método *entálpico*, pudiendo ser el *método entálpico-A* o *método entálpico-W*, en la *sección interior* del equipo de ensayo, a excepción de los equipos de potencia nominal inferior a 12 kW que podrán usar el método calorimétrico en dicha sección.

Como *método indirecto* puede usarse o bien el método *entálpico*, pudiendo ser el *método entálpico-A* o el *entálpico-W*, en la *sección exterior* del equipo de ensayo o bien el método calorimétrico.

Preparación y realización del ensayo de potencia

El equipo a ensayar se instalará en la cámara de ensayo, de acuerdo a las instrucciones del fabricante, utilizando los accesorios y procedimientos indicados por el mismo, y en la posición adecuada, según se trate de un equipo de refrigeración, de calefacción o de agua caliente sanitaria.

Antes de proceder al registro de datos se pondrá en funcionamiento el equipo a ensayar, así como las unidades auxiliares. La duración de este periodo hasta alcanzar el *régimen permanente*, nunca será inferior a una hora. Una vez alcanzado el régimen permanente, los datos serán registrados cada diez minutos, hasta que siete lecturas consecutivas estén dentro de las tolerancias establecidas para el ensayo.

TOMA DE MEDIDAS

Medición de caudales aire. Tobera

De los elementos de medida de caudal de aire, el más usado por su precisión y amplio campo de medida es la tobera.

Elección de toberas para el dispositivo de medida de caudal

La tobera elegida para la medida del flujo de aire es la "ASME de radio largo" con *baja relación de diámetros* ($0,2 < \beta < 0,5$). Dicha tobera es la que recomienda tanto el *BOE núm. 21 de 24 de enero de 1986*, como la *norma UNE 20 341* y la *ANSI/ASHRAE 37-1978*.

De acuerdo con la norma *ASME*, las ecuaciones que rigen el flujo que atraviesa la tobera, para flujo subcrítico, son las siguientes:

$$Q_v = C \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \sqrt{1000 \cdot P_v \cdot V_n^i} \quad \text{en m}^3/\text{s} \quad (2)$$

$$V_n^i = \frac{101 \cdot V_n}{P_n \cdot (1 + W_n)} \quad \text{en m}^3/\text{kg de aire seco} \quad (3)$$

donde:

P_v presión dinámica en el cuello de la tobera, o diferencia de presión estática a través de la misma, en Pa.

V_n^i volumen específico del aire a la entrada, m³/kg aire seco.

V_n volumen específico del aire a la temperatura y humedad existentes a la entrada de la tobera, a la presión atmosférica de referencia, m³/kg aire seco.

P_n presión en el cuello de la tobera, en kPa.

W_n humedad absoluta del aire a la entrada, en kg/kg aire seco.

Diseño de toberas

Para el diseño de toberas tipo *ASME de radio largo* se realizó un proceso iterativo, con variables de partida: coeficiente de dilatación del material de fabricación de la tobera (H), diámetro aguas arriba (D), temperaturas del aire ambiente y del aire, presiones aguas arriba y aguas abajo de la tobera de diseño, caudal de diseño y relación de calores específicos del aire. Con dichas variables se obtiene el valor del diámetro de la tobera aguas abajo, d , a partir de él, se calculan según norma *ASME* el resto de dimensiones.

Las toberas que se han de calcular tienen como fluido de trabajo el aire que proviene del equipo de aire acondicionado de ensayo, por ello, y por las propias condiciones de trabajo, se pueden tomar una serie de suposiciones de cálculo que lo simplifican:

- La diferencia de presiones a la entrada (aguas arriba) y a la salida (aguas abajo) de la tobera es muy pequeña, y próxima a la atmosférica ($P_{\text{AGUAS ARRIBA}} = 1,07$ bar; $P_{\text{AGUAS ABAJO}} = 0,98$ bar).
- Puesto que partimos de una pequeña caída de presión, y tratándose del aire como fluido de medida, fluido compresible, puede suponerse su densidad constante frente a las pequeñas variaciones de presión.
- El salto térmico que se produce entre el aire del ambiente y del que sale del equipo de ensayo, cuyo caudal se quiere medir, puede estimarse en un valor de 5°C, no teniendo casi influencia la variación de su temperatura en la obtención del diámetro de la tobera (adoptando como valores fijos de estas variables: $T_{\text{AIRE SALE DEL EQUIPO DE ENSAYO}} = 20^\circ\text{C}$; $T_{\text{AIRE AMBIENTE}} = 25^\circ\text{C}$).
- El valor del caudal de diseño, se calcula como el máximo posible que puede daros el equipo de ensayo, 7,97 kg/s; según indica el *BOE núm. 21 del 26 de enero de 1986*, en el equipo de medida se colocarán dos toberas, cada una de ellas medirá como máximo la mitad del caudal total, es decir, 3,98 kg/s.
- La relación de calores específicos para el aire es de 1,41.
- El material del que suponemos hecha la tobera es acero (el más común), trabajando en un rango de temperatura de 0°C a 100°C, determina un coeficiente de dilatación del material (H) de 1,17 mm/m.

Según *BOE* si el diámetro de la garganta de la tobera (d) es mayor de 130 mm no necesitará ser calibrada. Con todas estas condiciones se determinan las variables resultado y las dimensiones finales de la tobera *ASME de cuello largo y baja relación de diámetros*:

DENSIDAD DEL AIRE = 1,28 kg/m³

COEFICIENTE DE DESCARGA, $C = 0,99$

NUMERO DE REYNOLDS = 1.051.656,32

VISCOSIDAD = 0,018 centipoise

RELACIÓN DE DIÁMETROS, $\beta = 0,49$

El valor del diámetro de tobera aguas abajo, d , será de 130.22 mm, que supone un diámetro a mecanizar, considerando la posible dilatación del material, de 130,21 mm. Una vez conocidas las dimensiones de la tobera, se ha calculado sus curvas de operación.

Descripción del dispositivo de medida de caudal de aire

Dicho dispositivo, que contiene a las toberas diseñadas, se dimensiona a partir del diámetro de garganta de las toberas, d . Básicamente el dispositivo de medida de caudal de aire es una cámara dividida en dos subcámaras (cámara receptora y cámara de descarga) o compartimentos por una pared que contiene a dos toberas y por las que se hace pasar el caudal de aire a medir (figura 3).

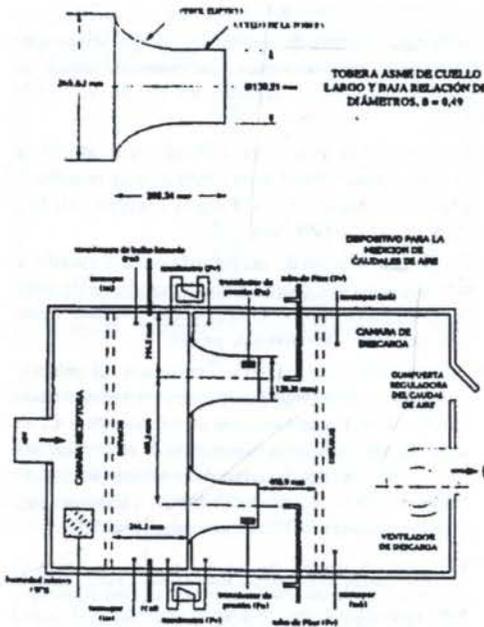


Figura 3. Dispositivo de medida de caudal de aire y esquema de la tobera ASME de cuello largo que se usa en dicho dispositivo

Las variables que deben ser tomadas en dicho dispositivo son: *diferencia de presión estática* a través de las toberas, *presión dinámica* a la salida de las toberas, *presión en el cuello de la tobera*, *humedad absoluta* del aire a la entrada de las toberas y *temperatura húmeda y seca* del aire a la entrada y salida de las mismas, a través de las cuales se determina el caudal de aire.

Medición del resto de variables

Las variables que deben ser tomadas se medirán a través de los elementos de medida indicados por la norma: *presiones* (manómetros), *temperatura húmeda y seca* (termómetros de bulbo húmedo y termopares), *tiempo* (cronómetros), caudal de agua (caudalímetro).

CONCLUSIONES

Una vez realizadas las medidas de las diferentes variables, se establecen las ecuaciones que nos determinen la potencia térmica, según el método usado y que contrastaremos con la que nos de el fabricante. El ensayo también nos permite realizar pruebas de prestaciones en otras condiciones; la optimización de componentes del equipo; estudiar nuevos freones y observar su comportamiento durante el ensayo, permitiéndonos la selección de carga óptima de refrigerante, y determinación del más adecuado. También el estudio y análisis de la Normativa usada y el diseño de un dispositivo específico para la medida de caudal de aire, a través de toberas.

REFERENCIAS

- "La bomba de calor", *Clima y Ambiente*, 1980.
- "La pompe à chaleur", *Revue Générale de Thermique*, Octubre, 1982.
- "Les diverses familles de pompes a chaleur", *Revue Générale de Thermique*, Août-Septembre, 1980.
- ANSI/ASHRAE 37-1978, "Unitary air conditioning and heat pump equipment", *ASHRAE STANDARD, Methods of Testing for Rating*.
- ASME POWER TEST CODES. "Ejectors and Boosters", August, 1956.
- Carrier Air Conditioning Company. "Manual de Aire Acondicionado", Ed. Marcombo, 1980.
- Creus, A., "Instrumentación Industrial", Ed. Marcombo, Boixareu editores, 1989.
- Fontanel, Ch. "La bomba de Calor. Fundamentos y Aplicaciones", Ediciones Marzo 80, Barcelona, 1982.
- Hernández, E., "Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración", Ed. Limusa, México, 1973.
- Moran, M.J.; Shapiro, H.N., "Fundamentos de Termodinámica Técnica". Volumen II. Editorial Reverté, S.A., Barcelona, 1994.
- NORMA BASICA N.B.E.-CT-79. "Sobre condiciones térmicas de los edificios"
- REAL DECRETO 2643/1985. UNE 20341. UNE 53310.

ABSTRACT

In order to test the thermal power of air-conditioning and heating-pump systems offered in the market, a test-power chamber design is presented in this paper. Customary standards are studied and compared, ant test-chambers as well as installation thermal variable measurement equipments and designed. The necessary variables are measured during the test in order to determine, along with the calculus equations: the thermal power system. Because operation conditions are pretended to be as real as possible a series of equipment is provided to facilitate simulation. The installation allows for equipment assessment and components optimization.

Dissipation ratios : an aid for essergy analysis of refrigeration cycle performance

J. Silveira^{1,2}, R. Benelmir³ and A. Lallemand¹
 1-CETHIL- INSA DE LYON, 20 av. Albert Einstein, bât. 404 - 69621, Villeurbanne, France
 2-UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAIBA, DTMc - João Pessoa, Pb. Brasil
 3-I.EMTA - URA CNRS 875, Université Nancy I, France

SUMMARY - Irreversibilities cause a destruction of the essergy and production entropy. As a result work is supplied to the cycle and hence essergy costs will increase.

These costs result from capital costs of the equipment, maintenance, etc., and costs of the essergy dissipation or irreversibilities of the zone. In the vapor-compression cycle, essergy is either transmitted or consumed by the component. This paper presents the procedure used to calculate ratios of the dissipation occurring in the different components of the vapour compression refrigeration cycle, using different fluorinated halocarbons fluids as refrigerants. The optimal dissipation ratios become the constraints for the final optimal design cost of refrigeration cycle.

INTRODUCTION

The method of essergy analysis has been incorporated in the establishment of a systematic approach for finding the optimal design of basic vapor compression refrigeration systems. The use of essergy introduces the concept of available work to the analysis. Essergy, as derived from information theory, is the most general measure of the system's potential work [1]. It provides a thermodynamic measure of the system's performance.

The first law of thermodynamics states that energy can neither be created nor destroyed, but merely converted from one form to another.

The second law of thermodynamics implies that, once energy has been degraded, it may be upgraded again only by the expenditure of more energy than could be retrieved from the energy.

In order to account for the interrelationships of the components, an irreversibility study was performed on the cycle. Irreversibilities in the system cause a dissipation of the system's essergy. This dissipation of essergy acts as an extensive thermodynamic measure of the system's efficiency.

The ideal system would have a minimum essergy dissipation. From this an appropriate optimization procedure was determined which coupled the individual components (the compressor, the condenser, the expansion valve, and the evaporator) into the optimal design of the entire system.

In the design of thermal systems, however, economic considerations must also be taken into account. By coupling thermodynamic analysis with economics, the value of essergy can be determined parametrically for each component of the cycle. The optimum system is the one in which each zonal essergy dissipation is minimized with regard to its respective zonal capital investment. A minimum unit product cost is achieved.

The intent of this study is to apply essergy analysis and to show the dissipation ratio is the tool to the optimization of the basic vapor-compression refrigeration cycle.

THE VAPOR COMPRESSION CYCLE

The vapor-compression cycle is one of the general used refrigeration systems. The system consists of four fundamental components : the compressor, the condenser, the expansion valve, and the evaporator. Figure 1 shows the flow diagram of the cycle. Through this closed loop flows the refrigerant.

The pressure-enthalpy diagram gives a detailed account of the processes taking place. The standard vapor-

compression cycle shown in figure 2 is composed of the following processes :

I-II - saturated vapor is reversibly and adiabatically compressed to the higher condenser pressure and temperature;

II-III - superheated vapor flows the condenser heat exchanger, heat is rejected to the environment resulting in constant-pressure condensation;

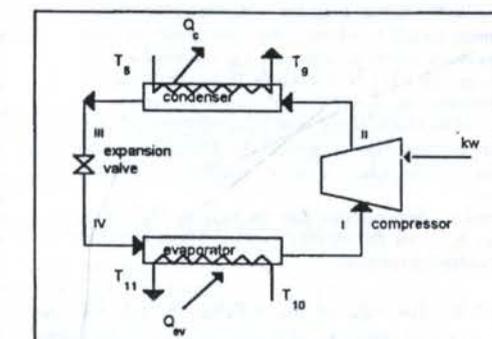


Figure 1 - Flow diagram of a vapor-compression refrigeration cycle

III-IV - saturated liquid is then expanded irreversibly at constant enthalpy to the lower evaporator temperature and pressure;

IV-I - liquid and vapor is heated reversibly at constant pressure;

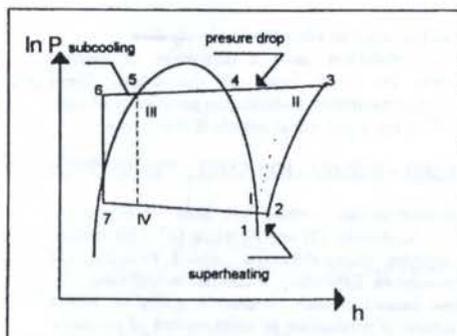


Figure 2. Actual vapor-compression cycle and the standard cycle, resulting in a complete evaporation from liquid to

saturated vapor.

In reality, several differences between the actual and standard cycles are evident. Friction causes pressure drops across the evaporator, condenser and compressor irreversibilities. To ensure that complete liquid (100 %) enters the expansion valve, the refrigerant exiting the condenser is subcooled below the saturation point. Similarly, vapor exiting the evaporator has been superheated so that no liquid droplets enter the compressor. Finally, as a result of mechanical friction, valve pressure drops, and heat transfer, compression is no longer isentropic.

ESSERGY

Essergy is the form of energy "essential" for the production of power [2]. This quantity, derived from statistical mechanics and information theory, gives the most general measure of the non-equilibrium of a system with its surroundings [2]. When a system is out of equilibrium with its environment, the essergy measures the maximum work required for the system to return to complete equilibrium. The formulation and proof that essergy is the most representative measure of potential work were provided by Evans [1].

The essergy of a system expressed in units of energy is obtained from the equation :

$$\epsilon = E - T_0 S + P_0 V - \sum_c \mu_{co} N_c \quad (1)$$

In this form, essergy represents all measures of potential work (such as availability, exergy available work, Gibbs free energy, Gibbs chemical potential, Helmholtz free energy and the other common available energy expressions, e.g. electrical energy, kinetic energy, etc.) [1]. The symbols E denote energy, T absolute temperature, S entropy, P absolute maximum pressure, V volume, μ Gibbs chemical potential of component "c", and N_c quantity of component c, respectively. The subscript "o" denotes the system when it is in equilibrium with its environment.

Evans [1] demonstrated that the equation (1) include all previous functions for potential work. These comprise Keenan's availability functions :

$$A = E - T_0 S + P_0 V - (E_0 + P_0 V_0 - T_0 S_0) \quad (2)$$

for a simple closed system where $N_c = N_{co}$ and $\sum_c \mu_{co} N_c$ can

be taken as :

$$\sum_c \mu_{co} N_c = \sum_c \mu_{co} N_{co} = E_0 + P_0 V_0 - T_0 S_0 \quad (3)$$

and Rant's exergy functions :

$$E_x = E + PV - T_0 S - (E_0 + P_0 V_0 - T_0 S_0) \quad (4)$$

which Keenan has called **availability in steady flow**.

The irreversibilities cause a dissipation of essergy which increase the work input of the cycle. These irreversibilities are manifested in the design parameters of each component of the cycle and consequently in their costs.

SYSTEM COST - DISSIPATION COST - DISSIPATION RATIO

A thermoeconomic method has been developed by Evans [1], von Spakovsky [2] and Benelmir [3]. This method consist in applying thermodynamics (second Principe) and economics procedure. Essentially, it consists in application the thermoeconomic balance of each component, giving to them a principal function of production or consumption of products. The importance of the irreversibilities is considered and the limitations are respected. These limitations are imposed either by the environment or by the relationships that exist, effectively, between the different components of the systems.

A schematic representation of the diverse functions of each zones is showed in figure 3. In this analysis, the fluid have a monetary value and it is considered in figurative sense a "market" to change the essergy products. Like this, the essergy flows either the exergy and the negentropy are presented in the same figure. Benelmir [3] and von Spakovsky [2] used this model and considered that the unit cost associated with each them is the same for all to the loop.

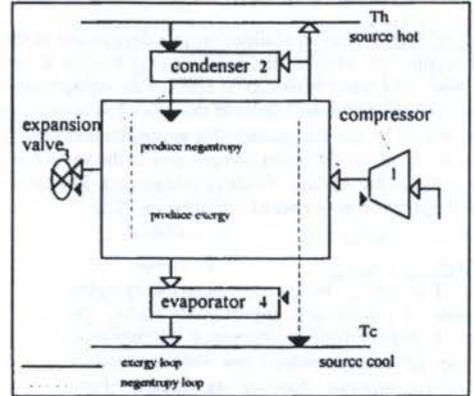


Figure 5 - Essergy flows or functional diagram of the vapor compression cycle.

The figure 5 present the essergy flows of a vapor-compression refrigeration. The compressor supplies the fluid with exergie while the condenser is a producer of negentropy and the evaporator is a consumer of it.

The cycle can be broken down into four essergy dissipation zones with each zone consisting of one component of the cycle and its essergy interactions. Each zone, then, can be, optimized by minimizing the annual zonal cost. These costs result from capital costs of equipment, maintenance, etc., and cost of essergy dissipation or irreversibilities of the zone. From these parametric equations the combined optimum design of the cycle can be obtained.

The annual cost rate of each zone is given by the zones capital costs and its essergy costs. The zonal capital cost of the equipment and maintenance is given by the amortized zonal cost rate. This cost rate accounts for the capital cost of the equipment, maintenance costs, insurance, taxes, interest, etc. The amortized zonal capital cost rate is given by [2].

$$\dot{Z}_z = \frac{C \cdot \varphi}{L} \quad (5)$$

where C is the initial capital cost of the component, φ denotes the interest-maintenance factor, and L is the life expectancy of the component. The dimensionless factor φ includes maintenance costs, insurance, interest and taxes. The zonal essergy cost is the annual cost of the essergy used by particular zone.

The capital cost rate \dot{Z} , consist of a boundary cost, \dot{Z}_0 , and a dissipation cost, \dot{Z}_d [3]. In equation form :

$$\dot{Z} = \dot{Z}_0 + \dot{Z}_d \quad (6)$$

We assume that boundary cost, \dot{Z}_0 , which can be represented by a percentage of the capital cost [3] such that

$$\dot{Z}_0 = (1 - \alpha) \dot{Z} \quad (7)$$

In order to find the optimum design for the cycle, it is necessary to know the costs incurred by the dissipations of the components. The dissipation decreases the quality of a process and the consequence to this is a higher dissipation cost. In order to illustrate this point, the qualitative plot of the

capital cost rate versus the dissipation ratio is shown in figure 4.

Based on these assertions, Szargut [4], then Benelmir [3] suggested that the dissipation cost can be given by :

$$\dot{Z}_d = \frac{b}{\xi^a} \dot{e}_{out} \quad (8)$$

with

$$\xi = \frac{\dot{e}_d}{\dot{e}_{out}} \quad (9)$$

where b and a are correlation parameters, ξ the dissipation ratio, \dot{e}_d the rate of exergy dissipation and \dot{e}_{out} the rate of product exergy (or the net exergy out of that component). It can be noted in figure 4, that while the dissipation decrease, the dissipation cost increases. It should be mentioned here that this correlation equation holds for a finite and reasonably

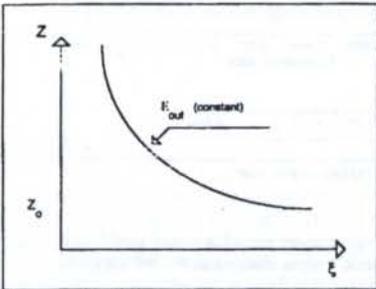


Figure 4 - Capital cost rate versus dissipation ratio

bounded range of the component product exergy since a cost equation is always defined for a certain range.

From equations (6), (7) and (8) :

$$\dot{Z} = \frac{b}{\alpha \xi^a} \dot{e}_{out} \quad (10)$$

Benelmir [3] has shown how this cost balance can also be derived from the essergy balance by means of a linear transformation θ from the exergy domain to the cost domain. In such model, the cost equation is associated with an essergy converting component, ESCC (figure 5), and identify the unit cost associated with its product exergy.

ESSERGETIC-ECONOMIC INTERACTIONS FOR AN ESCC

For the case of an Essergy Converting Component, (figure 5) the product essergy is of the nature of exergy. This component purchase the resource exergy and sells its product

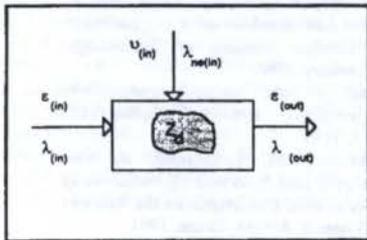


Figure 5 - Essergetic-economic interactions for an ESCC.

exergy. The essergy dissipated is equivalent to an influx of negentropy. Each exergy stream has a unit cost associated with it ($\dot{e}_{in} \cdot \lambda_{in}$) and ($\dot{e}_{out} \cdot \lambda_{out}$). The essergy dissipations require a cost associated with the negentropy stream

($\dot{v}_{in} \cdot \lambda_{ne,in}$) and with the component itself, \dot{Z}_d .

Representing the essergy rate equation by \dot{e}_{in} results in the following definition :

$$\dot{e}_{in} = \dot{v}_{in} + \dot{e}_{out} \quad (11)$$

where \dot{e}_{in} and \dot{e}_{out} are the essergy flowing into and out from the component, respectively, while \dot{v}_{in} is the essergy dissipated by the component. It has been shown [3] that the dissipation are equivalent to the negentropy flowing into the component.

Then, the cost associated with this essergy balance is written as

$$\lambda_{out} \dot{e}_{out} = \lambda_{in} \dot{e}_{in} + \lambda_{ne,in} \dot{v}_{in} + \dot{Z}_d \quad (12)$$

where the λ 's are the Lagrange multipliers. Those parameters do have an important economic interpretation as shadow prices of the constraints, and their optimal values are very useful in sensitivity analysis

Substituting \dot{e}_{in} by its expression from the essergy rate equation (11) into equation (12), the result is

$$\lambda_{out} \dot{e}_{out} = \lambda_{in} \dot{e}_{out} + \lambda_d \dot{v}_{in} + \dot{Z}_d \quad (13)$$

where

$$\lambda_d = \lambda_{in} + \lambda_{ne,in} \quad (14)$$

is the dissipation unit cost.

A form for λ_{out} is obtained by combining equations (9) and (13) to get :

$$\lambda_{out} \dot{e}_{out} = \lambda_{in} \dot{e}_{out} + \lambda_d \dot{v}_{in} + \frac{b}{\xi^a} \dot{e}_{out} \quad (15)$$

Dividing both terms of equation (15) by \dot{e}_{out} , this expression becomes

$$\lambda_{out} = \lambda_{in} + \lambda_d \xi + \frac{b}{\xi^a} \quad (16)$$

Equation (16) is the general expression for the unit cost associated with the net essergy produced by any ESCC.

Equation (16) is the general expression for the unit cost associated with the net essergy produced by any ESCC.

MINIMUM PRODUCT ESSERGY UNIT COST

Once the relationship between the unit cost of the product essergy and the dissipation ratio has been established, the analytical derivation of the minimum of that unit cost leads to an expression of the corresponding optimum of the corresponding optimum dissipation ratios.

The next step is to develop expressions for each component that represents the general expression for the minimum product essergy unit cost. The unit can control the unit cost of its product, but has no control over the unit costs of its purchases which are considered as fixed. Moreover, to make its product or service attractive the unit has to minimize its product unit cost. In equation terms

$$\left(\frac{\partial \lambda_{out}}{\partial \xi} \right)_{a,b} = 0 \quad (17)$$

applied to equation (16), leads to

$$\left(\lambda_d - \frac{ab}{\xi^{a+1}} \right) = 0 \quad (18)$$

The optimum dissipation ratio is

$$\xi_{opt} = \left(\frac{ab}{\lambda_d} \right)^{1/(a+1)} \quad (19)$$

this relationship is the one which minimize λ_{out} .

The dissipation cost corresponding to that minimum product essergy unit cost is

$$(\dot{Z}_d)_{opt} = \frac{b}{\xi_{opt}^a} \dot{e}_{out} \quad (20)$$

and finally the minimum product essergy unit cost is

$$(\lambda_{out})_{opt} = \lambda_{in} + \lambda_d \xi_{opt} + b / \xi_{opt}^a \quad (21)$$

from equation (19), it could be verified that

$$\frac{b}{\xi_{opt}^a} = \frac{\xi_{opt} \cdot \lambda_d}{a} \quad (22)$$

replacing this expression in equation (21) and after some rearrangements

$$(\lambda_{out})_{opt} = \lambda_{in} + \lambda_d \xi_{opt} \left(1 + \frac{1}{a}\right) \quad (23)$$

The equation above represents the general expression for the minimum product essergy unit cost, and it has been shown how it was derived from the cost balance equation (13).

SUMMARY OF THE MINIMUM UNIT COSTS

Balancing the operating and capital costs, for each component of the each zone is laid down which describes both, the thermodynamics and economic constraints, under which the component cost balances are determined.

A relation expressing a component's capital cost rate as a function of its dissipation ratio for a given component product is used.

The essergy flowing in the cycle as a commodity can be both "bought" and "sold" by each of the component. Essentially there are three zones: the compressor, the condenser and the evaporator. First essergy enters the cycle through the compressor zone. It is then "sold" to both the evaporator and condenser. The essergy then leaves the condenser and is "sold" back to the transmission zone, via the fluid.

For the basic compression refrigeration cycle, an correspondence between each components of the cycle and their thermoeconomic functions is given. These components can be considered as products and sources in the form of exergy or negentropy fluxes. A detailed picture of the various essergy (exergy or negentropy) fluxes belonging to each zone component is presented in figure 3.

The operating conditions studied corresponding with case where the dissipation ratio was determined. It is assumed that the refrigerant load temperature is constant, the heat transferred from the condenser is discharged to the environment at T_o , and the piping that connects the components in the cycle is adiabatic with negligible fluid friction. The polytropic efficiency of the compressor was considered 80%. The condensing temperature is 313 K and the evaporating temperature is changed from 263K to 275 K, altered 1 K.

The following parameters were held constant, during the design process: the polytropic coefficient, the ratio compression, the volumetric efficiency of the compressor the pressure drops at the superheated; condenser, subcooler, evaporator and superheated are assumed negligible. The dead state temperature is 288 K.

Based on the equation (23), one can derive an expression for the minimum unit cost of each component of the basic-compression refrigeration cycle.

Compressor

$$(\lambda_{out1})_{opt} = \lambda_{in1} + (\lambda_{in1} - \lambda_{th}) r_{cp} + \lambda_{d1} \xi_{opt} \left(1 + \frac{1}{a}\right) \quad (24)$$

with $r_{cp} = c_{th}/c_{me}$

Condenser

$$(\lambda_{inc,out2})_{opt} = \lambda_{ne,in2} + \lambda_{d2} \xi_{opt} \left(1 + \frac{1}{a}\right) \quad (25)$$

Evaporator

$$(\lambda_{out4})_{opt} = \lambda_{in4} + \lambda_{d4} \xi_{opt} \left(1 + \frac{1}{a}\right) \quad (26)$$

The expansion valve has not a producing function. It transforms all the exergy in negentropy.

Certain simplifying assumptions were made in order to reach a solution. Results for the complete system of equations will be presented in another paper.

The dissipation ratio associated with each component are presented in figure 6, using different fluorinated halo carbons fluids as refrigerants.

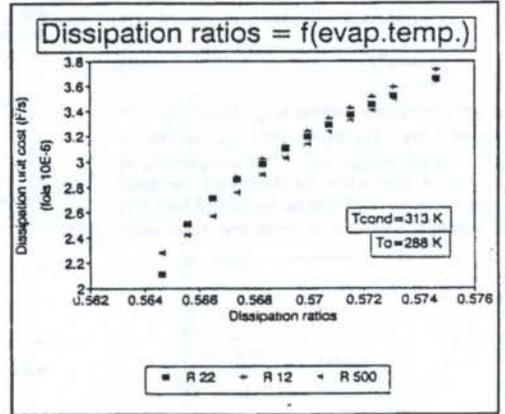


Figure 6 - Dissipation ratios cost

CONCLUSIONS

The use of essergy analysis provides a very useful tool in the design of basic vapor-compression refrigeration systems.

Through the use of thermoeconomic models it is possible to determine the minimum unit cost to each component of the basic-compression refrigeration cycle as well the dissipation ratios cost. These values are expressed in term of current francs.

This model allows the design of each component independently of the others. This* is due to the zonal optimization reflected by the search of a minimum unit cost of the product essergy leading in the same time to an optimum value of the dissipation ratio, this latter being the key parameter in the design of such a component.

Some uncertainties in the model will still remain due to the unconstraints in the cost relations.

REFERENCES

- 1- Evans, R. B., *A Proof that essergy is the only consistent measure of potential work*. Thesis Ph.D., Dartmouth College, USA, 1969.
- 2- von Spakovsky, M., R., *A practical Generalized Analysis to the Optimal Thermoeconomic and Improvement of Real-World Thermal Systems*. Thesis Ph.D., Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia, USA, January 1986.
- 3- Benelmir, R., *Second Law Analysis of a Cogeneration Cycle*. Thesis Ph.D., Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia, USA, January 1989.
- 4- Szargut, J., *Grenzen fur die Anwendungsmoglichkeiten des Exergiebegriffs*, Brennstoff-Warme-Fraft, Vol. 19, N° 6, pp 309-313, 1967.
- 5- Benelmir, R., Lallemand, M., Lallemand, A. von Spakovsky, M. R., *Exergetic and Economic Optimization of a Heat Pump Cycle*. International Conference on the Analysis of Thermal and Energy Systems, Athena, Greece, 1991.
- 6- Le Goff, P., *Le Concept d'Exergie: avantage et inconvenients - Applications en thermoeconomie*. Journée S. F. T. Paris, 10 avril 1991.
- 7- Minoux, M., *Programmation Mathématique - Théorie et Algorithmes*, Tome 1, Dunod, 1963.
- 8- Evans, R. B., *Thermoeconomic isolation and essergy analysis*. Energy, Vol., 5, N° 8-9, pp. 805-821, 1980.

ESTUDIO DE LOS PARAMETROS DE DISEÑO DEL ENFRIADOR DE UNA MAQUINA DE COLADA CONTINUA DE COBRE

José P. Montecinos R. - Departamento de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica
Pontificia Universidad Católica de Chile

José M. Rodríguez C. - Departamento de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica
Pontificia Universidad Católica de Chile

RESUMEN

El conjunto formado por el molde y el enfriador de una máquina de fundición continua es una de las partes más importantes en el diseño de la máquina, porque es el que permite controlar la transferencia de calor en el metal. En este trabajo se identifican los parámetros de diseño de mayor interés en relación con el enfriador y se presentan los criterios empleados para evaluarlos. Los resultados obtenidos fueron aplicados en el diseño y operación de una máquina experimental de colada continua de cobre.

INTRODUCCION

La fundición continua implica el vaciado de metal líquido en un molde abierto para la salida del metal solidificado, el cual se extrae mediante un mecanismo en forma continua. En la fundición continua de barras y tubos de cobre, se emplea un molde de grafito rodeado de un enfriador que contiene unos conductos a través de los cuales se hace circular agua para enfriar el molde. El metal líquido se solidifica rápidamente contra la pared fría del interior del molde, formando una delgada cáscara de metal sólido que encierra el metal líquido en su interior. La cáscara de metal sólido que pasa a través del molde se va engrosando a medida que se acerca a la salida de éste. El metal está completamente sólido en el momento en que sale del molde.

Una parte importante de los problemas de diseño de la máquina de fundición continua se concentran en el diseño del conjunto molde-enfriador. La transferencia de calor en el molde debe ser controlada con el objeto de producir una cáscara suficientemente gruesa de modo que no falle debido a la tracción durante el movimiento de extracción del producto fuera del molde, puesto que en caso de falla, se derramaría cobre líquido sobre la máquina causando daños en los mecanismos. Con el objeto de controlar la transferencia de calor en el molde las variables que deben ser controladas son la temperatura del metal líquido, el flujo de agua, el diseño del molde y del enfriador y los parámetros del movimiento intermitente de extracción y la velocidad del mismo, que son variables que inciden en la producción de defectos en el producto como fisuras o en la falla del proceso de fundición continua.

Para poder abordar el problema de transferencia de calor relacionado con el enfriamiento del cobre en el interior del molde se ha realizado un estudio preliminar que tiene por finalidad definir los parámetros más importantes que influyen en el funcionamiento del conjunto molde-enfriador. El objetivo del presente trabajo es identificar los aspectos de mayor interés dentro del problema enunciado y presentar los criterios que ayudaron en la evaluación de los parámetros considerados.

ASPECTOS DEL DISEÑO DEL ENFRIADOR

En esta sección se presenta el criterio empleado para decidir los aspectos de diseño más importantes de un enfriador como son la ubicación y forma de los canales interiores para el flujo del agua de refrigeración y la forma de la superficie exterior y su recubrimiento, que son los aspectos que inciden en el desempeño del enfriador. El criterio empleado se basa en la evaluación de los balances térmicos de prototipos de enfriadores que fueron ensayados en forma experimental.

En un trabajo anterior, Rodríguez y Montecinos (1990) presentaron resultados obtenidos durante ensayos de colada continua con 5 distintos diseños de enfriadores con el objeto de comparar su desempeño y poder seleccionar el enfriador más eficiente. En la figura 1 se presenta el enfriador seleccionado, el cual se caracteriza por el conducto de refrigeración con forma de espiral que está mecanizado en el interior de un cuerpo de bronce macizo y cerrado por el lado que hace contacto con el molde con un tubo soldado portacoquilla. Con este diseño se logró un mejor control de la transferencia de calor durante los ensayos de colada y, a su vez, es el que presentó una mayor eficiencia según se va a precisar a continuación.

Para poder comparar los distintos diseños de enfriadores que fueron construidos y ensayados, se empleó el criterio definido por la eficiencia térmica como la razón del calor cedido al refrigerante y el calor entregado por el cobre. Este cociente evalúa en forma global la capacidad del medio refrigerante que es el agua en este caso, para retirar una fracción del calor producido por el cobre. Lo que interesa en un buen enfriador es que sea controlable en un mayor grado a través del flujo de refrigerante y que las pérdidas al ambiente que son incontables, ocupen una fracción menor del calor total entregado.

La expresión de la eficiencia se determina evaluando el calor entregado por el cobre mediante un balance de energía del flujo de cobre, en el cual h_f es el calor latente de solidificación del cobre, T_1 y T_2 son las temperaturas de entrada y salida al molde respectivamente y u_{ca} es la velocidad de salida de la barra de cobre.

$$Q_{cu} = \rho_{cu} \cdot u_{cu} \cdot A_{cu} \cdot (h_f + \int_{T_2}^{T_1} c_p \cdot dT) \quad (1)$$

La eficiencia queda dado por la siguiente ecuación, donde el subíndice a corresponde al agua:

$$\eta = \frac{\rho_a \cdot u_a \cdot A_a \cdot c_{pa} \cdot \Delta T}{Q_{cu}} \quad (2)$$

El estudio de los parámetros de diseño que pueden influir en el rendimiento se puede abordar mediante un análisis de los datos obtenidos en diferentes coladas y utilizando el criterio de eficiencia. Los enfriadores ensayados difieren respecto la forma y construcción del paso de refrigerante en su interior como también respecto de la forma y recubrimiento en la superficie exterior. De acuerdo con la ecuación (1) para poder emplear el criterio de eficiencia antes definido, los datos de colada que se deben seleccionar para el análisis deben ser tales de modo que al menos la temperatura T_1 de entrada del cobre y la del agua a la entrada debe ser aproximadamente igual en los distintos ensayos. Debido a que en estos ensayos tanto el flujo de agua como la velocidad de extracción del cobre puede variar, se ha definido la razón r del flujo de agua a la velocidad de extracción de la barra colada u_{cu} o al flujo volumétrico de cobre como se indica en la ecuación (3), para incluir los datos con diferentes razones r dentro del estudio.

$$r = \frac{u_a \cdot A_a}{u_{cu} \cdot A_{cu}} \quad (3)$$

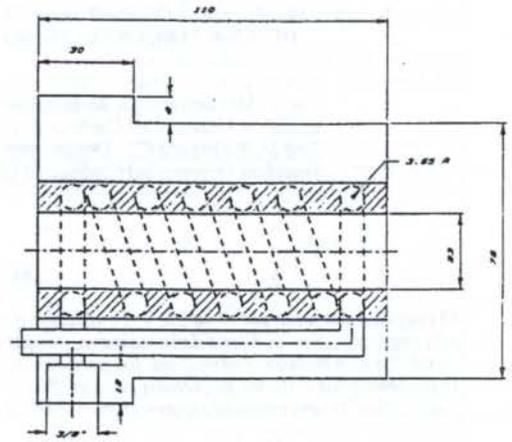


Figura 1: Diseño del enfriador seleccionado

De esta forma se comparan las eficiencias manteniendo las variables de entrada al proceso aproximadamente constantes y bajo control, y en estas condiciones la eficiencia que resulte dependerá solamente de las características de diseño del enfriador y de la razón r aplicada.

La tabla N° 1 presenta un nuevo conjunto de datos correspondientes a ensayos realizados con el enfriador mostrado en la figura 1.

Tabla N° 1: Datos de colada y cálculos de eficiencia

N°	T_{horno} °C	Velocidad (cm/min)	Caudal lts/min	T_{ae} °C	T_{as} °C	T_{cus} °C	Q_a cal/min	Q_{cu} cal/min	eficiencia %	r
1	1340	42.90	1	6	47	307	33000.0	153600.0	21.48	9.47
2	1340	58.40	2.5	6	49	317	86500.0	207800.0	41.63	17.40
3	1340	65.1	3.5	6	45	317	109800.0	228800.0	47.99	21.85
4	1350	70.1	5	6	45	342	156800.0	247400.0	63.38	28.99
5	1350	85.8	6.5	6	46	347	209100.0	301900.0	69.26	30.79
6	1350	30.6	2.8	6	45	317	87800.0	109700.0	80.04	37.19
7	1350	70.4	5.5	6	46	317	177000.0	252300.0	70.15	31.75
8	1350	94.8	6.5	6	46	317	209100.0	339800.0	61.54	27.87
9	1340	69.4	5.5	6	44	357	168000.0	240900.0	69.74	32.21
10	1340	80.1	6.5	6	43	377	193400.0	274500.0	70.46	32.98
11	1370	52.6	3	5.5	58	337	126700.0	189000.0	67.04	23.18
12	1380	37.1	2	5.5	58	307	84400.0	136700.0	61.74	21.91
13	1380	106.5	6.5	5.5	40	307	180400.0	392300.0	45.99	24.80
14	1370	37.4	2.5	14	60	417	92500.0	127800.0	72.38	27.17

$$q_r = A_s \cdot U_g \cdot (T_s - T_2) =$$

$$A_a \cdot U_a (T_2 - T_a) + A_m \cdot U_m \cdot (T_2 - T_m) \quad (4)$$

Con base en los datos obtenidos en un conjunto de ensayos se puede inferir mediante un análisis de varianza el efecto de las características de diseño en la eficiencia. En general se puede concluir que existe una relación lineal que es significativa entre la eficiencia y la razón r de flujos definida en (3). Por otra parte, el criterio de máxima eficiencia permite seleccionar las características de diseño del conducto del agua, el recubrimiento del enfriador como también la selección de las condiciones de operación definidas por el parámetro r .

Para los datos de la tabla 1 se cumple el test de regresión, el coeficiente de la variable r es 1.94 y el coeficiente de determinación al cuadrado es 0.785, el cual corresponde a la variabilidad explicada por r . Para comparar los otros diseños se procede mediante el análisis de diseño experimental en base a modelos en bloques aleatorizados.

COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Con el objeto de estudiar las sucesivas temperaturas por las que va pasando el cobre en el interior del molde en función de la refrigeración a que se le somete, es de primordial importancia poder estimar el coeficiente de transmisión de calor. Este parámetro presenta dificultades para ser evaluado, debido a que la estimación del coeficiente en el molde es complicada por el contacto imperfecto entre la superficie de la cáscara de cobre solidificada y el molde de grafito, donde se produce una brecha de aire que va aumentando a medida que el material se contrae mientras se va aproximando a la salida.

La mayoría de los estudios publicados para la evaluación del coeficiente de transmisión en el molde se refieren a colada continua de acero, en la cual se emplea molde de cobre. Dentro del extenso número de publicaciones se puede mencionar por ejemplo a Samarasekera, J. y otros (1978), quienes presentan en un artículo de revisión diversos aspectos en relación a los mecanismos de transferencia de calor en el molde. Sin embargo, en el caso de colada continua de cobre con molde de grafito la información es muy escasa. En consecuencia, en esta sección se realizará una estimación de un valor medio de este parámetro, en base a los datos de temperatura de los ensayos indicados en la tabla 1.

Para realizar el cálculo se sigue el esquema indicado en la figura 2, que presenta las resistencias térmicas que ofrecen las diferentes capas del conjunto molde-enfriador. En este modelo se supone que el calor fluye en forma radial desde el cobre a los sumideros que son el agua y el ambiente, despreciando el calor que se conduce longitudinalmente según la barra solidificada frente a la transferencia de calor que se produce por el movimiento de extracción de la misma. Esta simplificación se verifica si la velocidad de conducción es inferior a la velocidad de extracción del metal, lo que se cumple en la mayoría de los casos en la práctica.

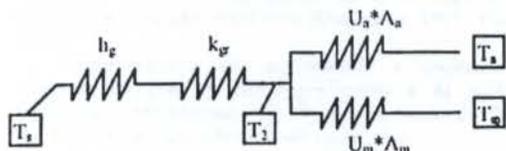


Figura 2: Esquema de resistencias térmicas del conjunto molde-enfriador

Considerando una sección Δz según el eje del molde-enfriador, la ecuación (4) expresa la igualdad de flujo de calor entre el metal enfriado y la superficie del enfriador y el flujo hacia los dos sumideros que son el agua y el ambiente:

donde los subíndices s , a y m corresponden al metal enfriado, al agua y al manto del enfriador. U_g es el coeficiente de transferencia combinado de contacto en el molde y de conducción en la pared de grafito, U_a es el coeficiente combinado correspondiente a la conducción en el enfriador y la convección entre el enfriador y el agua y U_m el coeficiente combinado correspondiente que incluye convección en el manto. Para la evaluación de los coeficientes U_a y U_m se emplean los datos y las ecuaciones correspondientes a la convección publicados en manuales como Perry (1983). Por ejemplo, para calcular el coeficiente de convección para flujo turbulento de agua en un tubo en espiral se empleó la ecuación (5) (en unidades SI):

$$h_a = 1429 \cdot (1 + 0.0146 \cdot T) \cdot \frac{u^{0.8}}{D^{0.2}} \cdot (1 + 3.5 \cdot \frac{D}{D_c}) \quad (5)$$

donde u es la velocidad de flujo, D el diámetro interno del tubo, D_c el diámetro medio de la espira y T la temperatura $^{\circ}\text{C}$. Para régimen turbulento se debe satisfacer $Re > 7000$, que se cumple para los datos de la tabla 1, excepto para el ensayo 1, para el cual se tiene flujo transiente.

Despejando T_2 en la ecuación (4) se puede estimar el flujo de calor al agua reemplazando este valor en el primer sumando de la misma ecuación. Si se desprecia el flujo en la conexión en paralelo desde el agua al ambiente, y se considera la diferencia de temperatura media logarítmica entre la superficie del metal enfriado y el agua, se obtiene la ecuación (6) que permite estimar el calor total que absorbe el agua.

$$Q_a = \frac{A_a \cdot U_a}{1 + \frac{U_a \cdot A_a}{U_g \cdot A_s} + \frac{U_m \cdot A_m}{U_g \cdot A_s}} \cdot \left(\frac{\Delta T_1 - \Delta T_0}{\ln(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_0})} \right) \quad (6)$$

Como el valor para el calor absorbido por el agua es conocido para los diferentes ensayos indicados en la tabla 1, se puede deducir el coeficiente de transmisión de calor U_g en el molde y el correspondiente coeficiente h_g de contacto en la pared del molde. Los resultados de los cálculos correspondientes se presentan en la figura 3, que muestra un gráfico con los puntos obtenidos para dicho coeficiente en función del flujo de agua.

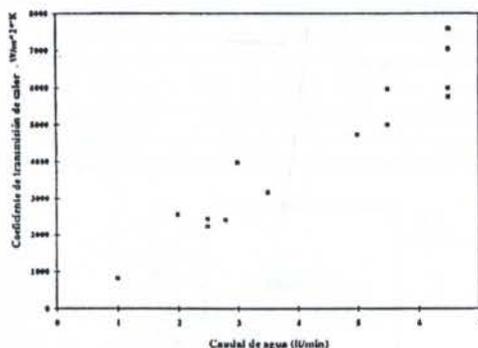


Figura 3: Coeficiente de transmisión en el molde en función del caudal de agua.

DISCUSION Y CONCLUSIONES

Se han presentado los criterios empleados para evaluar los parámetros más importantes que inciden en el desempeño funcional de un enfriador para el proceso de fundición continua de cobre.

Por una parte se presenta el criterio de eficiencia para decidir aspectos de diseño de los conductos para el agua de refrigeración y seleccionar los materiales tanto del cuerpo del enfriador como de su recubrimiento. Se muestra que este criterio puede ser de utilidad para decidir tanto características de diseño como de operación para condiciones de máxima eficiencia.

Se ha realizado una evaluación del coeficiente de transferencia de calor de contacto en el molde, el cual es uno de los parámetros necesarios para abordar el problema del análisis del enfriamiento del metal. Existen pocos datos publicados para el coeficiente de transferencia de calor de contacto en el molde entre cobre y grafito compacto. Incropera, F. (1985), presenta datos de resistencia de contacto entre interfaces metálicas, las cuales para este coeficiente varían entre 1000 a 10000 (W/m^2K). En una de las tablas del artículo de Thomson, R. y otros (1972) aparece un valor de 1134 (W/m^2K) para molde de grafito y cobre, pero no se indica en qué condiciones se obtuvo dicho coeficiente. Otros autores entregan valores bastante más altos para este parámetro.

Los resultados presentados en el presente trabajo permiten concluir que para efectos de seleccionar características de diseño del enfriador para el proceso de colada continua de cobre resulta de utilidad el criterio de eficiencia, el cual se relaciona en forma lineal con el parámetro r antes definido y que el criterio de máxima eficiencia permite además seleccionar condiciones óptimas de operación del proceso. Por otra parte, se evalúa el parámetro que controla la transferencia de calor en el molde y se muestra que éste varía con el flujo de agua de refrigeración, pudiendo existir una relación entre éstos.

AGRADECIMIENTOS

Los autores desean agradecer el apoyo de FONDECYT, a través del proyecto 92-832.

REFERENCIAS

- * Rodríguez, J. M.; Montecinos J.; Estudio de diferentes diseños de enfriadores en un proceso de colada continua de barras de cobre, Alambre 40, N° 3, 1990, pp. 247-269.
- * Samarasekera, Y. V.; Brimacombe, J. K.; The continuous casting mould, Intl. Metals Review, Vol. 20, 6, 1978, pp. 286-300.
- * Perry, H. J.; Manual del Ingeniero Químico, 5ª Ed., Mc Graw-Hill, 1983.
- * Incropera, F.; De Witt, D.; Fundamentals of Heat Transfer, 3rd Ed., John Wiley, 1985.
- * Thomson, R.; Ellwood, E. C.; Closed head continuous casting-Part I-III; British Foundryman, 65, 1972, paper 11524.

ABSTRACT

The mold-cooler ensemble is one of the most critical parts of the design of a continuous casting machine, because it controls the heat transfer from the metal. This work discusses the parameters of major interest that influences the design of the cooler and presents experimental data obtained in a horizontal continuous casting machine of copper bars.

ESTUDO EXPERIMENTAL DO COMPORTAMENTO EM REGIME TRANSIENTE DE UM EVAPORADOR DE UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA

L. MACHADO^{1,2}, A. OUTTAGARTS¹, P. HABERSCHILL¹, M. LALLEMAND¹

1- CETHIL, URA CNRS 1372, INSA, 20 av. Einstein, bât. 404, 69621, Villeurbanne, France

2- DEMEC, UFMG, av. Antônio Carlos, 6627, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil

Resumo

O objetivo deste trabalho é o estudo experimental do comportamento em regime transiente de um evaporador de uma máquina frigorífica. A resposta do grau de superaquecimento e da potência frigorífica a perturbações tipo degrau das vazões na entrada e na saída do evaporador foram analisadas para diferentes pontos de funcionamento da máquina. O estudo destas respostas permitiu a determinação de leis de variações das grandezas características do evaporador (ganho e constante de tempo) em função da rotação do compressor e da temperatura de ebulição.

INTRODUÇÃO

A regulação da potência de máquinas frigoríficas de pequena potência é feita, em geral, pela partida e pela parada do compressor. Tal funcionamento produz um consumo excessivo de energia elétrica devido, de uma parte, ao pico de corrente elétrica criado durante a partida do compressor e, de outra parte, à inércia térmica do sistema, penalizando o desempenho da máquina (Essama, 1993). A variação da rotação do compressor permite uma sensível economia de energia, assim como um melhor compromisso entre a potência e as demandas do sistema (Parnitzki, 1989). Para assegurar um funcionamento correto da instalação em regime transiente, é necessário conhecer o comportamento do evaporador. Para os trocadores de calor monofásicos, este comportamento pode ser simulado a partir de modelos de primeira ordem com retardo (Azilinson, 1990; Hadidi, 1995). A constante de tempo destes modelos depende unicamente das características globais do trocador de calor (eficácia, número de unidades de transferência, etc) e pode ser determinada analiticamente. Este não é o caso para os evaporadores de máquinas frigoríficas, pois as trocas térmicas em jogo são devidas à ebulição e ao superaquecimento do fluido frigorífico. Assim, as características dinâmicas dos evaporadores são geralmente determinadas a partir de modelos numéricos (Machado, 1994), como também experimentalmente (Wenxue, 1991). O conhecimento das características dinâmicas e estáticas do evaporador é útil na determinação da lei de comando de válvulas de expansão eletrônicas (Outtagarts, 1995; Yasuda 1987).

Neste trabalho são apresentadas e analisadas as respostas do grau de superaquecimento e da potência frigorífica à perturbações tipo degrau na vazão do fluido frigorífico na entrada e na saída do evaporador.

DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

A instalação frigorífica, funcionando com R22, está dimensionada para produzir uma potência frigorífica máxima de 6 kW. Ela é acionada por um grupo compressor aberto/motor elétrico alimentado com frequência variável. O condensador a água é constituído de uma serpentina imersa em um reservatório vertical, com a condensação ocorrendo do lado externo do tubo. O evaporador é a tubos coaxiais com circulação em contra corrente do fluido frigorífico e da mistura água-etilenoglicol, que constitui a fonte fria. A válvula

de expansão é do tipo eletrônica acionada por um motor de passo. A instalação é instrumentada de maneira a permitir a determinação do balanço térmico instantâneo em cada um de seus componentes: termopares são colocados no interior das canalizações nos extremos de cada componente, um medidor de vazão mássica a efeito Coriolis é montado a montante da válvula de expansão e captores de pressão piezoresistivos são montados na entrada e na saída da válvula de expansão. O evaporador é colocado sobre uma balança de precisão e o conjunto é isolado das vibrações do resto da instalação. Todos os sinais gerados pelos diferentes captosres são transmitidos e armazenados em um microcomputador.

MÉTODO DE DETERMINAÇÃO DAS CARACTERÍSTICAS DINÂMICAS

O funcionamento de um evaporador de uma máquina frigorífica é caracterizado pelos valores de suas variáveis de entrada e de saída (figura 1). As variáveis de entrada correspondem às grandezas sobre as quais é possível agir para modificar o ponto de funcionamento. As variáveis de saída caracterizam este ponto de funcionamento. Portanto, a vazão \dot{m}_a e a temperatura de entrada T_{ac} da água-etilenoglicol são grandezas de entrada, assim como a vazão mássica do fluido frigorífico na entrada do evaporador \dot{m}_{fe} e sua vazão volumétrica na saída \dot{V}_{fs} . Assim, a pressão de ebulição e a temperatura de saída do fluido frigorífico (variáveis de saída) dependem, em particular, da massa do fluido frigorífico presente no evaporador, sendo esta mesma função daquelas vazões (variáveis de entrada). A entalpia do fluido frigorífico na entrada do evaporador h_{fe} é outra grandeza de entrada, pois ela fixa o título do fluido frigorífico na entrada do evaporador. Entre as variáveis de saída, a potência frigorífica \dot{Q} (calculada a partir do balanço de energia sobre a água), grandeza útil para o utilizador, foi escolhida como uma variá-

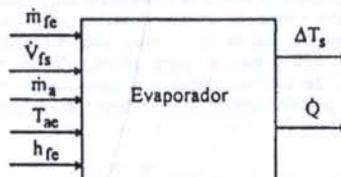


Figura 1 : Grandezas de entrada e de saída do evaporador.

vel de saída, assim como o grau de superaquecimento ΔT_s (diferença de temperatura do fluido frigorífico entre a entrada e a saída do evaporador), considerando sua importância em relação a proteção do compressor.

Entre os diferentes métodos de estudo do comportamento dinâmico do evaporador, nós escolhemos um método de perturbação que consiste em aplicar variações bruscas nas grandezas de entrada do sistema e analisar, em função do tempo, a evolução das grandezas de saída. A escolha das grandezas de entrada e de saída é função dos objetivos da análise dinâmica do evaporador. Para regular a potência frigorífica e o grau de superaquecimento, as variáveis de controle escolhidas são as vazões na entrada e na saída do evaporador. As outras grandezas são mantidas constantes. Para obter as características dinâmicas do evaporador, as respostas das variáveis de saída são comparadas a aquelas obtidas com a ajuda de funções de transferência. Assim, quatro funções de transferência são utilizadas:

$$\begin{bmatrix} \Delta T_s \\ Q \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_1 & H_3 \\ H_2 & H_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{m}_{fe} \\ \dot{V}_{fs} \end{bmatrix} \quad (1)$$

As duas primeiras funções H_1 e H_2 permitem de determinar a influência da vazão mássica na entrada sobre o grau de superaquecimento e sobre a potência frigorífica, enquanto que as duas seguintes H_3 e H_4 permitem de representar a influência da vazão volumétrica na saída sobre estas mesmas variáveis de saída. Os parâmetros dessas funções são identificados pela aplicação do método dos mínimos quadrados sobre os valores experimentais do grau de superaquecimento e da potência frigorífica.

Para diferentes pontos de funcionamento correspondendo a temperaturas de ebulição T_E de -20 à $+10$ °C e a rotações do compressor N de 1000, 2000 et 3000 rpm, perturbações tipo degrau de 3% sobre a vazão mássica do fluido frigorífico na entrada foram realizadas pelo fechamento da válvula de expansão eletrônica. Perturbações tipo degrau de 5% sobre a vazão volumétrica na saída foram realizadas pelo aumento brusco da rotação do compressor. A vazão volumétrica do fluido é determinada a partir da medida da vazão mássica na entrada do evaporador e da variação temporal de sua massa obtida pela balança. Para melhorar a precisão do cálculo desta derivada, o sinal registrado pelo microcomputador proveniente da balança é previamente filtrado pelo método de Savitzki-Golay.

ANÁLISE DOS RESULTADOS

Resposta a uma perturbação na vazão mássica de entrada

Para uma rotação do compressor de 2000 rpm e uma temperatura de evaporação de $-10,3$ °C, as respostas do grau de superaquecimento e da potência frigorífica estão representadas na figura 2. O aumento do grau de superaquecimento é justificado pela diminuição da massa do fluido frigorífico no evaporador em consequência da diferença das vazões na entrada e na saída (figura 3). A massa do fluido frigorífico no evaporador se estabiliza 60 s após o lançamento da perturbação sobre a vazão de entrada, enquanto que o grau de superaquecimento evolui de forma mais lenta, atingindo sua estabilização 160 s após o início da perturbação. A resposta do grau de superaquecimento é uma função de transferência de primeira ordem com retardo, dada pela equação:

$$H_1(p) = \frac{\Delta(\Delta T_s)}{\Delta \dot{m}_{fe}} = K_1 \frac{e^{-\tau p}}{(1 + \theta_1 p)} \quad (2)$$

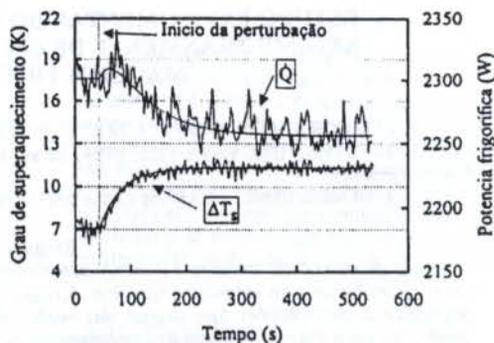


Figura 2 : Resposta a uma perturbação tipo degrau da vazão mássica na entrada do evaporador.

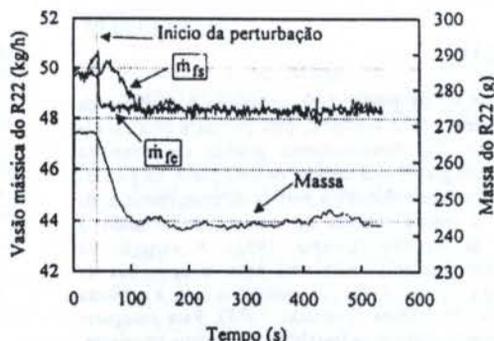


Figura 3 : Massa do fluido frigorífico e vazões mássicas na entrada e na saída do evaporador.

τ e θ_1 são, respectivamente, o retardo e a constante de tempo do evaporador para esta excitação e p é o operador de Laplace. O ganho K_1 representa a relação entre as variações do grau de superaquecimento e da vazão do fluido. Nesta relação, ΔT_s é expresso em K, θ_1 em s, $\Delta \dot{m}_{fe}$ em kg/s et K_1 em K.s/kg. Devido ao pequeno valor do retardo existente entre o momento do lançamento da perturbação sobre o sistema e o momento correspondente ao início da resposta do grau de superaquecimento, este valor foi considerado nulo.

Ensaio semelhantes foram realizados para diferentes pontos de funcionamento. As leis de variações do ganho e da constante de tempo do evaporador foram identificadas a partir dos resultados por uma expressão da forma:

$$y = a_0 + a_1 T_E + a_2 N + a_3 N T_E \quad (3)$$

Nesta equação, T_E é expressa em °C e N em rps. Os coeficientes da equação (3) são dados pelas tabelas 1 e 2.

Com o aumento da temperatura de evaporação e da rotação do compressor, o ganho diminui dentro dos limites

	y	a_0	a_1	a_2	a_3
H_1	$\frac{1}{K_1}$ (kg/K.s)	$-5,1 \cdot 10^{-5}$	$6,3 \cdot 10^{-7}$	$-18,5 \cdot 10^{-5}$	$-8,5 \cdot 10^{-6}$
H_2	$\frac{1}{K_2}$ (kg/W.s)	$-4,3 \cdot 10^{-6}$	$8,6 \cdot 10^{-7}$	$-1,8 \cdot 10^{-5}$	$-5,5 \cdot 10^{-7}$
H_3	K_3 (K.s/m ³)	187695	1683,82	-192783	-6193

Tabela 1 : Coeficientes dos ganhos do evaporador

	y	a ₀	a ₁	a ₂	a ₃
H ₁	$\frac{1}{\theta_1} \text{ (s}^{-1}\text{)}$	-14,8.10 ⁻⁴	3.10 ⁵	7,9. 10 ⁻²	-1,7. 10 ⁻³
H ₂	$\frac{1}{\theta_2} \text{ (s}^{-1}\text{)}$	2,0.10 ⁻²	6,0.10 ⁻⁴	1,8.10 ⁻¹	-6,7.10 ⁻³
	$\frac{1}{\theta_2'} \text{ (s}^{-1}\text{)}$	-6,3.10 ⁻³	3,4.10 ⁻⁴	2,3.10 ⁻²	-7,2.10 ⁻³
H ₃	$\theta_2^0 \text{ (s)}$	-6,3.10 ⁻³	3,4.10 ⁻⁴	14,0	-1,6
	$\theta_3 \text{ (s)}$	0,99	1,9.10 ⁻¹	-0,4	-0,7
	$\theta_3' \text{ (s)}$	100,3	-2,9	-111,3	1,7
	$\theta_3^0 \text{ (s)}$	-59,2	1,8	81,4	-1,7

Tabela 2: Coeficientes das constantes de tempo do evaporador

operacionais do evaporador. A sensibilidade de variação do grau de superaquecimento com relação a variação da vazão aumenta com a diminuição da massa do fluido refrigerante contida no evaporador. Assim, como esta massa diminui com a temperatura de evaporação e com a rotação do compressor (figura 4), o grau de superaquecimento é cada vez menos sensível às variações rápidas da vazão para valores mais elevados da potência frigorífica. A constante de tempo diminui com o aumento da temperatura de evaporação e a rotação do compressor, pois as trocas térmicas no evaporador aumentam com estas duas grandezas.

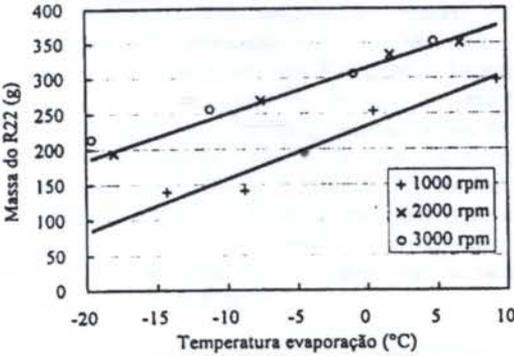


Figura 4 : Massa do fluido refrigerante em função da temperatura de evaporação e da rotação do compressor.

A figura 2 indica também a evolução temporal da potência frigorífica. Esta grandeza apresenta uma resposta "inversa" caracterizada por uma evolução inicial (aumento/diminuição da grandeza) oposta à sua evolução final (diminuição/aumento da grandeza). Tal comportamento é devido a diferença considerável entre as variações das vazões mássicas na entrada e na saída do evaporador (figura 3). Como para o caso do grau de superaquecimento, a constante de tempo da potência frigorífica sobre a água é influenciada pela inércia térmica do evaporador. O valor da potência frigorífica é representado por uma função de transferência, na qual duas constantes de tempo θ_2^0 e θ_2' intervêm :

$$H_2 = \frac{\Delta \dot{Q}}{\Delta \dot{m}_{fc}} = K_2 \frac{1 + \theta_2^0 p}{(1 + \theta_2' p)(1 + \theta_2'' p)} \quad (4)$$

Nesta equação, θ_2^0 é uma média ponderada das duas constantes de tempo. Seu valor e seu sinal exercem uma influência sensível sobre a resposta inicial da potência

refrigerante. Uma análise feita sobre a equação (4) indica que θ_2^0 deve ser negativo para que a potência frigorífica evolua inicialmente no sentido oposto do seu valor final. Os parâmetros da equação (4) são determinados a partir da equação (3), cujos coeficientes são fornecidos pelas tabelas 1 e 2.

Resposta a uma perturbação na vazão volumétrica de saída

O ponto de funcionamento estudado corresponde a uma rotação do compressor de 1000 rpm e a uma temperatura de evaporação de -0,2 °C. A figura 5 indica a resposta do grau de superaquecimento e da potência frigorífica relativa a uma perturbação tipo degrau da vazão volumétrica do fluido refrigerante na saída do evaporador. Como no caso precedente, a resposta do grau de superaquecimento é do tipo "inversa". Quando a rotação do compressor aumenta, a pressão na saída do evaporador diminui bruscamente, provocando uma diminuição da temperatura de ebulição no final da região de ebulição e, conseqüentemente, uma rápida diminuição do grau de superaquecimento. Entretanto, como a massa do fluido refrigerante no evaporador diminui (figura 6), o grau de superaquecimento inverte de comportamento, passando em seguida a aumentar. Este fenômeno foi observado para todos os pontos de funcionamento a 1000 rpm. Para os outros valores de rotação, a constante θ_3^0 é próxima de zero e uma função de transferência de segunda ordem é obtida. Na verdade, para rotações mais elevadas, a variação da massa ocorre rapidamente, compensado assim a queda de pressão. Os coeficientes do ganho K_3 e das

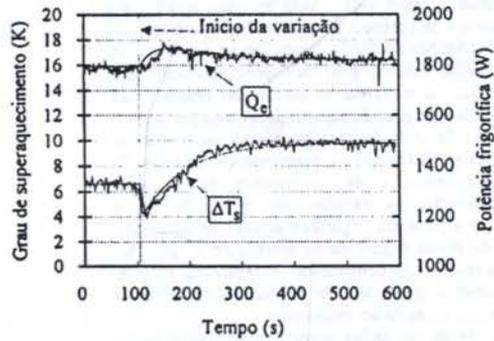


Figura 5 : Resposta a uma perturbação tipo degrau da vazão volumétrica na saída do evaporador.

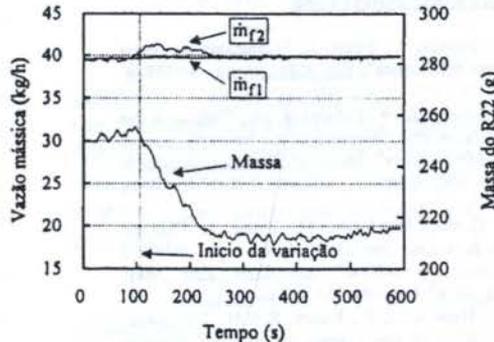


Figura 6 : Massa do fluido refrigerante e vazões mássicas na entrada e na saída do evaporador.

constantes de tempo θ_2 e θ_3 são dados pela tabela 1 e 2. Como para o caso da resposta a uma perturbação da vazão mássica na entrada do evaporador, para um aumento da temperatura de evaporação e da rotação do compressor, o ganho e as constantes de tempo aumentam em consequência do aumento da massa e da vazão do fluido frigorífico no evaporador.

Com respeito a resposta da potência frigorífica (figura 5), ela é pouco sensível a perturbação da vazão volumétrica na saída. De fato, como a vazão mássica do fluido frigorífico na entrada do evaporador é praticamente constante, a potência frigorífica varia apenas com a vazão mássica na saída do evaporador (figure 6). Esta vazão aumenta ligeiramente num primeiro tempo em consequência do aumento da rotação do compressor e depois decresce até seu valor inicial. Este comportamento é causado pela diminuição da densidade do fluido frigorífico na saída do evaporador, devida ao aumento do grau de superaquecimento. O valor final da potência frigorífica é ligeiramente superior ao seu valor inicial porque o aumento do grau de superaquecimento provoca um ligeiro aumento da entalpia do fluido frigorífico na saída do evaporador. Assim, como a potência frigorífica é pouco sensível à variação de rotação do compressor, a função de transferência H_4 apresenta valores de ganho pequenos e ela não pode ser utilizada para efetuar a regulação da potência frigorífica.

CONCLUSÃO

As grandezas usuais de controle de uma máquina frigorífica são a rotação do compressor e a abertura da válvula de expansão. Estes dois valores agem diretamente sobre a massa de fluido frigorífico contida no evaporador e, conseqüentemente, sobre os valores do grau de superaquecimento e da potência frigorífica. Assim, um estudo da influência das vazões do fluido frigorífico na entrada e na saída do evaporador sobre o grau de superaquecimento e a potência frigorífica foi realizado. O estudo das respostas da potência frigorífica e do grau de superaquecimento permitiram determinar as leis de variações das grandezas características (ganho e constantes de tempo) do evaporador em função da rotação do compressor e da temperatura de ebulição. Analisando as funções de transferência, conclui-se que é preferível regular a potência frigorífica através de uma ação sobre a vazão do fluido frigorífico na entrada do evaporador do que sobre a rotação do compressor. A regulação do grau de superaquecimento pode ser obtida pela ação sobre as vazões na entrada e na saída do evaporador.

O conjunto de resultados experimentais será utilizado para validar um modelo numérico de um evaporador operando em regime transiente.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Azilinson, D., Pierson, P., Padet, J., "Constante de temps des échangeurs thermiques", *Rev. Gén. Therm.*, n° 338, p. 64-78, 1990.
- Essama, L., Haberschill, P., Lallemand, M., "Influence des cycles marche/arrêt d'un compresseur sur les performances d'une machine frigorifique", *Int. Conf. Energy Efficiency in Refrigeration*, IIF, Com. B 1/2, p. 125-132, Gand, Belgique, 1993.
- Hadidi, M., Guellal, M., Lachi, M., Padet, J., "Loi de réponse d'un échangeur thermique soumis à des échelons de températures aux entrées", *Int. Com. Heat Mass Transfer*, Vol. 22, n° 1, p. 145-154, 1995.
- Machado, L., Haberschill, P., Koury, R.N.N., Lallemand, M., "Modelização de um evaporador de uma máquina frigorífica em regime transiente", *XV CILAMCE*, p. 245-253, Belo Horizonte, Minas Gerais, Brasil, 1994.

- Outtagarts, A., Haberschill, P., Lallemand, M., "Etude des lois de commande adaptatives utilisables pour les détendeurs électroniques de machines frigorifiques", *19ème Congrès International du Froid*, La Haye, Août 1995.
- Parnitzki, D., "Digital control of heat pumps with minimized power consumption", *Int. J. Energy Research*, vol. 13, p. 167-178, 1989.
- Wenxue H., Kraft H., "A mathematical model of an evaporator based on the step exciting method", *18ème Congrès International du Froid*, Montréal, p. 1213-1217, 1991.
- Yasuda, H., Ishibane, K., "Refrigerant flow control by an electrically driven expansion valve in refrigeration systems" *17th Int. Cong. Refrig.*, Vienne 1987, vol. B, p. 654-659.

ABSTRACT

The aim of this work is the experimental study of the dynamic behaviour of a refrigerating machine evaporator. The superheat and cooling capacity responses to step exciting inlet and outlet refrigerant flow rates have been analysed for different operating points of the machine. The responses analysis allowed to determine the variations laws of the evaporator characteristics (gain, time constant) versus the compressor speed and evaporation temperature.

FLUJO EN TUBOS DE CALOR CON SUPERFICIES DE INTERCAMBIO DE FORMAS COMPLEJAS

Mario Letelier S.

César Rosas Z.

Nelson Moraga B.

Departamento de Ingeniería Mecánica

Universidad de Santiago de Chile

RESUMEN

Se plantea una metodología analítica original que permite estudiar flujo incompresible en medios porosos de geometrías complejas. Se utiliza la ecuación de Brinkman. El método se aplica a matrices porosas anulares cuya superficie interior es de forma no convencional. Tales matrices podrían ser empleadas en tubos de calor en los cuales se desee tener mayor superficie de evaporación o condensación que la que proveen las matrices anulares circulares. Se incluyen la metodología analítica y varios resultados de los cómputos de velocidad de flujo en matrices de diferentes formas.

INTRODUCCION

Los tubos de calor son dispositivos que encuentran amplia aplicación en numerosos sistemas que requieren una eficiente transferencia de calor. El conocimiento de los fenómenos que ocurren al interior de esos dispositivos es fundamental para un diseño que permita tender a un funcionamiento óptimo para determinados fines. En el presente trabajo se estudia la fluidodinámica en un medio poroso confinado de forma anular cuya superficie exterior es un cilindro circular y cuya superficie interior presenta ondulaciones que aumentan el área de posibles intercambios de calor y materia. Se estudia el movimiento de un líquido en la matriz porosa, cuya sección transversal, en particular, se describe en la figura 1.

Se utiliza la ecuación de movimiento de Brinkman, la cual permite combinar efectos de resistencia de Darcy y Newtoniana. En esta metodología se utiliza una superposición de soluciones de la ecuación de Brinkman, donde un parámetro ϵ se puede ajustar para crear una amplia variedad de contornos, según se aprecia en la figura. Los contornos interior y exterior se determinan bajo las condiciones de esfuerzo cortante constante y velocidad nula, respectivamente. Se incluyen la metodología analítica y varios resultados de los cómputos de velocidad de flujo en matrices de diferentes formas. Estos resultados se apoyan en trabajos previos de Rosas et al. (1995) y en los desarrollos de Faghri et al. (1993) y Li et al. (1993).

ANÁLISIS

La ecuación de Brinkman para flujo estacionario axial está dada, en forma adimensional, por la ecuación

$$\lambda u - \left(\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \theta^2} \right) = 1 \quad (1)$$

donde u es la velocidad axial, r , θ son coordenadas cilíndricas y λ es un parámetro adimensional. Las escalas son valores referenciales (a^2/μ) (dP/dx) para la velocidad y a para el radio. En esto μ = viscosidad, P = presión total y x = coordenada axial. Además $\lambda = a^2/k$, donde k = coeficiente de permeabilidad.

Una solución apropiada de (1) es la siguiente:

$$u = u_0 + \epsilon u_n \quad (2)$$

en la cual

$$u_0 = C I_0(\sqrt{\lambda} r) + D K_0(\sqrt{\lambda} r) + \frac{1}{\lambda} \quad (3)$$

$$u_n = A I_n(\sqrt{\lambda} r) + B K_n(\sqrt{\lambda} r) \cos n\theta \quad (4)$$

En las ecuaciones anteriores I y K son las funciones de Bessel modificadas y A , B , C , D , ϵ y n son constantes arbitrarias. La función u_0 representa flujo axial en un medio anular circular. La función ϵu_n tiene la propiedad de variar la forma de los contornos de acuerdo a los valores que se asignen a las diferentes constantes.

Las constantes C y D se determinan con las condiciones

$$\frac{du}{dr} = \gamma \quad \text{para } r = 1; \epsilon = 0 \quad (5)$$

$$u(\beta) = 0 \quad (6)$$

donde β y γ son constantes que definen el contorno exterior (circular) y el esfuerzo cortante en el contorno interior, respectivamente.

Ambos contornos pueden alterarse asignando valores distintos de cero a la constante θ y a las constantes incluidas en u_n . Cuando se incluye la variación de la velocidad con la coordenada x , entonces las condiciones de contorno (5) y (6) pueden generalizarse de acuerdo a las siguientes expresiones

$$\frac{du}{dN} = \gamma \quad (7)$$

$$u = u_0 + \epsilon u_n = 0 \quad (8)$$

en la cual N es la dirección normal al contorno interior. Se cumple

$$\frac{du}{dN} = \left[\left(\frac{\partial u}{\partial r} \right)^2 + \left(\frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (9)$$

RESULTADOS

Matrices porosas que conservan un contorno exterior circular (con alto grado de aproximación) y que exhiben un contorno interior ondulado pueden obtenerse haciendo $A = 0$, $B = 1$, $n = 1, 2, 3, \dots$ y variando el valor de ϵ dentro de los límites en que las ecuaciones (7) y (8) admiten contornos cerrados.

La condición (7) simula la situación que aproximadamente se presenta en el interior de un tubo de calor, en el cual existe un flujo de vapor en contracorriente. Este genera un esfuerzo cortante en el contorno interior de la matriz porosa, el cual aquí se ha considerado constante. La condición (8) garantiza el no-deslizamiento del fluido en la pared sólida exterior a la matriz porosa.

El principal aporte del presente trabajo se orienta a explorar los valores de los parámetros más relevantes, en este caso γ , ϵ y n , que determinan formas exactas de la ecuación (2) para las cuales el contorno exterior es una circunferencia (aproximada) y el contorno interior es de forma ondulada, con diversos grados y tipos de ondulación.

En las figuras 1 a 12 se muestran las curvas isovelocidad en las secciones transversales y los perfiles de velocidad axial para dos valores de θ (en radianes).

Son comunes a todas las figuras los valores $\beta =$

$$1.5; \lambda = 150; \gamma = 0.01; \epsilon = -6.000.$$

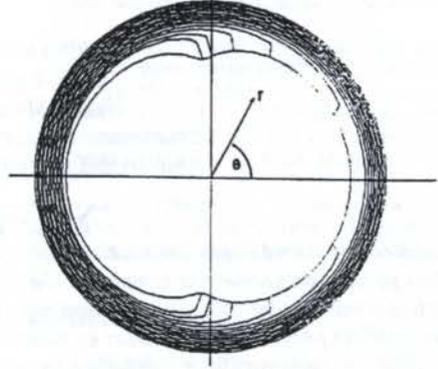


Figura 1: Curvas isovelocidad para $n = 1$.

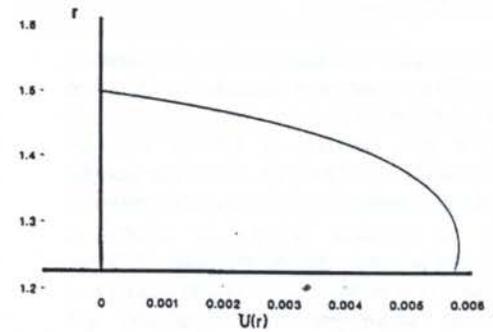


Figura 2: Velocidad axial para $n = 1$ y $\theta = 3.14$

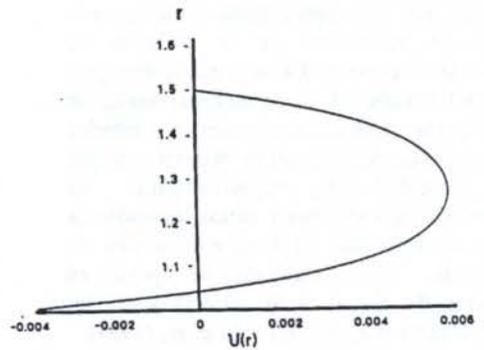


Figura 3: Velocidad axial para $n = 1$ y $\theta = 4.64$

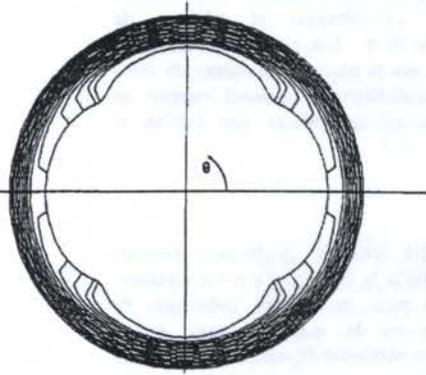


Figura 4: Curvas isovelocidad para $n = 2$

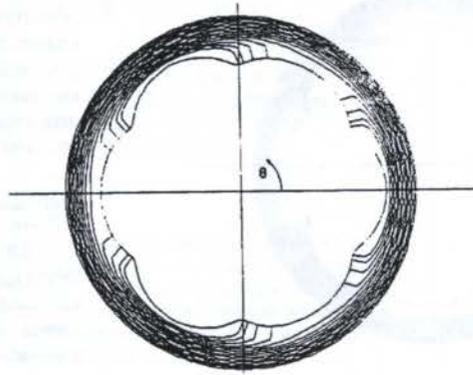


Figura 7: Curvas isovelocidad para $n = 3$

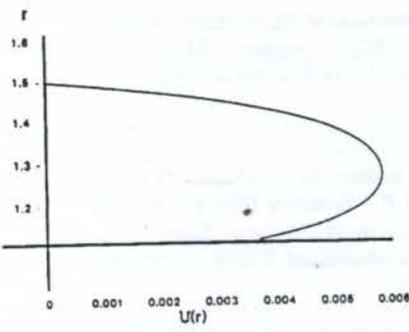


Figura 5: Velocidad axial para $n = 2$ y $\theta = 1.57$

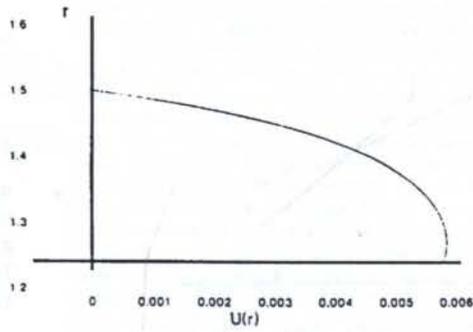


Figura 8: Velocidad axial para $n = 3$ y $\theta = 1.05$

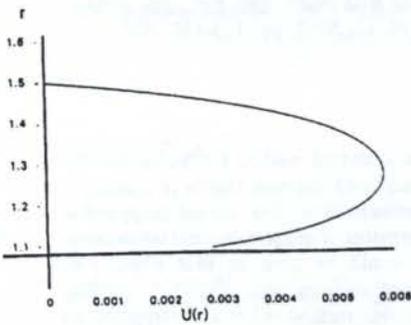


Figura 6: Velocidad axial para $n = 2$ y $\theta = 2.34$

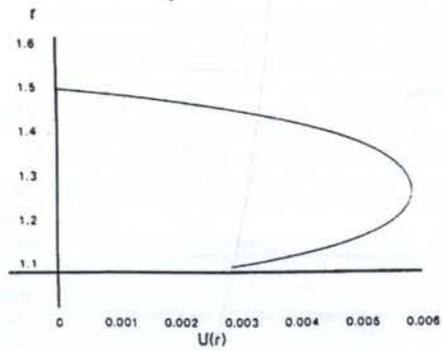


Figura 9: Velocidad axial para $n = 3$ y $\theta = 1.54$

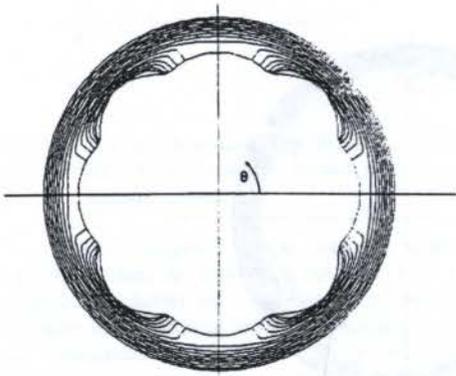


Figura 10: Curvas isovelocidad para $n = 4$

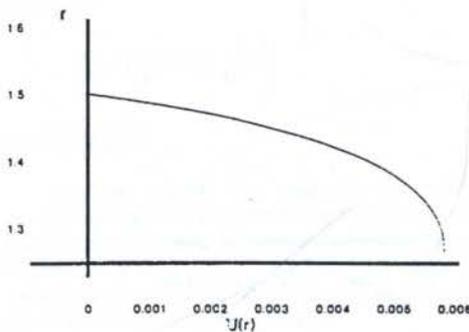


Figura 11: Velocidad axial para $n = 4$ y $\theta = 0.80$

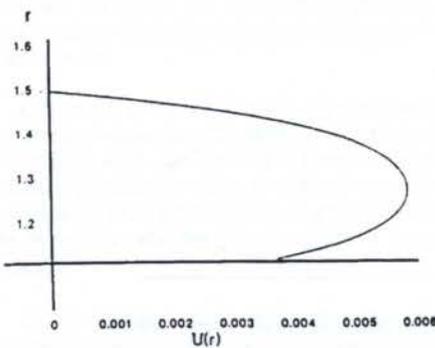


Figura 12: Velocidad axial para $n = 4$ y $\theta = 1.51$

De las figuras es posible concluir que la forma de la pared interior depende del parámetro n de manera predecible, siendo proporcional el número de ondulaciones al valor de n . Los perfiles de velocidad graficados muestran que el efecto del esfuerzo de corte en dirección opuesta al flujo, en la pared interior, es notablemente mayor en las puntas que exhibe el contorno interior.

CONCLUSIONES

La metodología analítica presentada permite determinar con precisión la velocidad y otras variables dinámicas asociadas para un número indefinido de formas geométricas de la matriz porosa anular estudiada. Las formas obtenidas dependen del valor que se asigne a un conjunto de parámetros críticos. La metodología admite variar el espesor del medio poroso y sus propiedades. Estudios posteriores deberían permitir determinar cuales geometrías podrían ser más eficientes en el diseño de tubos de calor.

AGRADECIMIENTOS

Los autores reconocen el financiamiento recibido a través de FONDECYT, proyecto 194-202 y de DICYT en la Universidad de Santiago de Chile.

REFERENCIAS

- Rosas, C.E., Letelier, M.F., Moraga, N.O. and Madariaga, N.E., "Boundary Effects in Flow in Annular Porous Media", *Polymes Plastics Technology & Engineering Journal*, en prensa, 1995.
- A. Faghri, Gogineni and S. Thomas, "Vapor Flow Analysis of an Axially Rotating Heat Pipe", *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 2293-2303 1993.
- H.M. Li, C.Y. Lui and M. Damondaran, "Analytical Study of the Flow and Heat Transfer in a Rotating Heat Pipe", *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 13, N° 2, pp. 115-122 1993.

SUMMARY

An original analytical method for incompressible flow in porous media of complex shapes is presented. Brinkman's equation is used. The method is applied to annular porous matrices of complex internal boundaries. Those matrices could be used in heat pipes with enhanced exchange surfaces with respect to circular shapes. The analytical method and several computations of velocity for different matrix shapes are included herein.

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DE PEQUENO PORTE COM DISPOSITIVO DE EXPANSÃO CONSTITUÍDO POR TUBO CAPILAR

FLÁVIO A. S. FIORELLI, OTÁVIO M. SILVARES
Escola Politécnica da Univ. São Paulo - Depto. Engenharia Mecânica
Av. Prof Mello Moraes, 2231 - São Paulo-SP - CEP 05508-900
Fone: (011) 818-5510 - Fax: (011) 813-1886

RESUMO

O presente artigo apresenta um modelo para simulação em regime permanente de refrigeradores e freezers utilizando tubos capilares não adiabáticos. É apresentada a modelagem dos diversos componentes e do ciclo de refrigeração, incluindo uma avaliação da carga de refrigerante, bem como a modelagem do sistema. A validação com dados de campo de um fabricante mostra uma boa concordância (da ordem de 5%) entre os valores "experimentais" e de simulação.

INTRODUÇÃO

A refrigeração de um ambiente ou de um sistema é um processo de significativa importância, abrangendo inúmeros campos de aplicação. Visa a redução ou manutenção da temperatura de um espaço ou de um material abaixo da temperatura do meio circundante. O ciclo mais utilizado em sistemas de refrigeração de pequeno porte (tais como refrigeradores e "freezers" domésticos) é o ciclo por compressão a vapor.

O dispositivo de expansão normalmente utilizado neste ciclo é o tubo capilar (TC), que apresenta pequeno diâmetro (de 0,6 a 2,0 mm) e grande comprimento (de 2,0 a 5,0 m), produzindo uma perda de carga significativa e garantindo o diferencial de pressão necessário ao funcionamento do ciclo. O TC, em refrigeradores e freezers, é montado formando um trocador de calor com a linha de sucção (LS), sendo chamado TC "não adiabático" devido à troca de calor que ocorre.

Atualmente tem-se dado uma grande ênfase à otimização energética de equipamentos e processos, devido às sucessivas crises energéticas e uma maior consciência de conservação e racionalização dos recursos energéticos. Além disto, um problema a ser resolvido pelo setor de refrigeração doméstica é a questão da substituição dos CFCs (clorofluorcarbonos) devido aos possíveis danos que eles podem causar à camada de ozônio atmosférica (Molina e Rowland, 1974). Estas substâncias, dentre elas o CFC 12, utilizado nos sistemas de refrigeração, serão banidas no final de 1995 nos países do 1º. mundo (2005 no Brasil), devido ao Protocolo de Montreal.

Dentro desta panorâmica, este trabalho apresenta um modelo matemático em regime permanente para simulação de refrigeradores e freezers, sistemas de refrigeração de pequeno porte com expansão através de TC não adiabático (Fiorelli, 1995), validado a partir de dados de fabricante, e avalia o efeito da substituição do CFC 12 pelo seu substituto mais provável, o HFC (hidrofluorcarbono) 134a, para um dado equipamento.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A revisão bibliográfica sobre o tema tem três linhas principais: a simulação de ciclos de refrigeração em geral, a simulação de refrigeradores e freezers com TC não adiabático, e tópicos específicos sobre a simulação dos componentes do ciclo.

Na primeira linha, Domanski e Didion (1983) desenvolveram um modelo matemático em regime permanente para instalações domésticas de ar condicionado com expansão através de TC, no qual o cálculo é efetuado iterativamente, resolvendo balanços de energia, massa e quantidade de movimento. Foi feita uma modelagem da carga de refrigerante no ciclo utilizando o parâmetro de Lockhart-Martinelli para determinação da fração de vazio nos trechos bifásicos, apenas para analisar a relação entre este parâmetro e o supera-

quecimento na entrada do compressor. O modelo foi validado experimentalmente, com discrepâncias de no máximo 7,5% nas principais grandezas (capacidade, consumo de energia e COP). Marques (1991), adaptou o modelo de Domanski e Didion para a simulação de condicionadores de ar de janela, através da modificação dos modelos de alguns dos componentes e da carga de refrigerante, com a utilização da correlação de Hughmark para determinação da fração de vazio e a avaliação da massa de refrigerante dissolvida no lubrificante.

Dentro da segunda linha, um primeiro modelo de simulação de ciclos com tubos capilares não adiabáticos desenvolvido foi o do programa de simulação de refrigeradores e freezers ADL do Departamento de Energia do Governo dos Estados Unidos (apud Abramson et al., 1990). Neste modelo, o trocador de calor tubo capilar-linha de sucção (HX-TC/LS) foi substituído por um trocador de calor "monofásico", seguido de uma restrição singular, resultando num efeito global semelhante à configuração real. Reeves et al. (1992), baseados neste trabalho, avaliam duas formas de modelar o HX-TC/LS: pelo método da efetividade ou pela determinação do coeficiente UA', com primeira abordagem mostrando-se mais adequada. Goodson e Bullard (1994) incorporam ao modelo de Reeves a avaliação da carga de refrigerante do sistema, concluindo que a melhor correlação para a fração de vazio é a proposta por Hughmark. Além disto, incorporam o modelo de Peixoto (1994) para TC não adiabáticos e o de Grebner e Crawford (1992) para a massa de refrigerante dissolvida no lubrificante.

MODELAGEM DO CICLO DE REFRIGERAÇÃO

A modelagem do ciclo pode ser dividida em duas partes: os modelos dos componentes e o do ciclo propriamente dito, cujo fluxograma é apresentado na Fig. 1. O modelo prevê duas abordagens: a de "projeto", onde se fixa o grau de superaquecimento (ΔT_{sup}) na entrada da LS e os parâmetros geométricos, e determina-se a carga de refrigerante necessária (m_{ref}) e os parâmetros de desempenho (consumo de energia, as trocas de calor e o coeficiente de eficácia do ciclo), e a de "simulação", onde é fixada a m_{ref} e determina-se o ΔT_{sup} . As hipóteses gerais do modelo são: regime permanente, fluido refrigerante puro e temperaturas do ar externo e dentro do gabinete constantes.

O modelo é composto por quatro "loops". No mais interno, ajusta-se, por substituições sucessivas, os estados de entrada e saída do TC utilizados na rotina da I.S. No segundo "loop" ajusta-se, pelo método das secantes, a pressão de descarga do compressor, a fim de que a vazão do compressor seja igual à do TC.

Já no terceiro loop ajusta-se, também pelo método das secantes, a pressão de sucção do compressor, de modo que a entalpia na entrada do evaporador seja igual à na saída do TC. Por fim, efetua-se o inventário de massa ou ajusta-se ΔT_{sup} até que a carga de refrigerante seja igual à nominal, dependendo da abordagem.

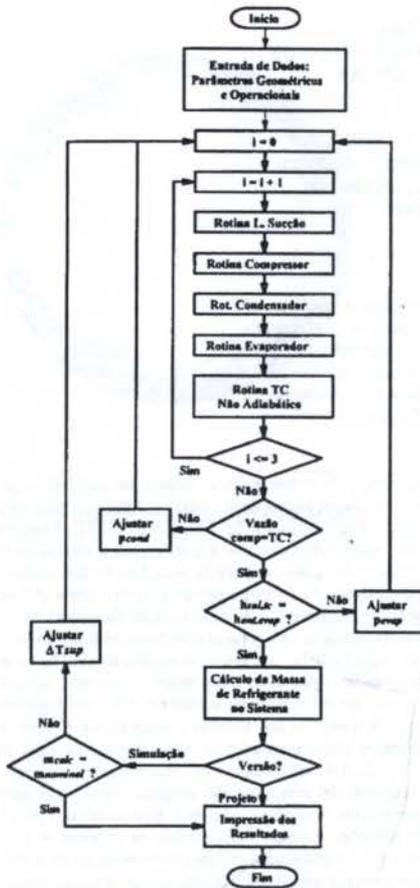


Figura 1. Fluxograma do modelo para simulação do ciclo

MODELAGEM DOS COMPONENTES DO CICLO

Modelagem do Compressor Hermético Alternativo. As hipóteses básicas do modelo são regime permanente, escoamento unidimensional, e propriedades termodinâmicas uniformes para o refrigerante na entrada e saída do compressor. O modelo faz um balanço global, baseado nos rendimentos volumétrico e isentrópico e em alguns parâmetros definidos a partir de dados experimentais ou de catálogo. Por exemplo, a troca de calor com o meio, \dot{Q}_{carc} é modelada como uma função da diferença de temperatura entre a saída do compressor, T_s , e a do meio, T_0 :

$$\dot{Q}_{\text{carc}} = CQ_{\text{carc}}(T_s - T_0) \quad (01)$$

onde a constante CQ_{carc} é determinada a partir de ensaios em calorímetro.

Modelagem do Condensador Estático. As hipóteses do modelo são regime permanente e perda de carga devido à diferença de cota desprezível. O modelo desenvolvido verifica qual o estado do fluido refrigerante na entrada do condensador (superaquecido, saturado e subresfriado), e realiza balanços globais de massa, energia e quantidade de movimento de acordo com este estado, determinando a condição de saída do condensador. Caso o fluido mude de estado, o condensador é dividido em trechos para análise, com a entrada de um trecho correspondendo à saída do trecho anterior.

Na modelagem do trecho saturado do condensador, utiliza-se a correlação de Souza (1995) para perda de carga por atrito no trecho bifásico, e a correlação de Hughmark (apud Rice, 1987) para determinação da fração de vazão. A perda de carga por atrito nos trechos monofásicos (vapor superaquecido e líquido subresfriado) é calculada através da fórmula de Darcy.

Para determinação do coeficiente global de transferência de calor, do lado interno do condensador utiliza-se a correlação de Dittus-Boelter para determinação do coeficiente de película nos trechos monofásicos, e a de Triviss et al. (apud Tandon et al., 1985) para os trechos bifásicos. O coeficiente de película para o lado externo (onde ocorre convecção natural e radiação combinadas), $H_{o,\text{cond}}$, é determinado pela correlação de Papanek (1958), em função dos coeficientes de convecção e radiação, $H_{o,\text{conv}}$ e $H_{o,\text{rad}}$, do rendimento das aletas do condensador, η_{al} , e da relação entre as áreas das aletas e do condensador, β_{cond} :

$$H_{o,\text{cond}} = (H_{o,\text{conv}} + H_{o,\text{rad}}) [1 + \beta_{\text{cond}}(\eta_{\text{al}} - 1)] \quad (02)$$

onde

$$H_{o,\text{rad}} = \epsilon \alpha (T_{\text{parede}}^2 + T_{\text{ar}}^2) (T_{\text{parede}} + T_{\text{ar}}) \quad (03)$$

e

$$Nu_{\text{Deq}} = 0,0188 Gr_{\text{Deq}}^{0,7556} = (H_{o,\text{conv}} k_{\text{ar}}) / D_{\text{eq}} \quad (04)$$

onde D_{eq} , a dimensão característica para cálculo de Nu e Gr , é uma ponderação das áreas e diâmetros do tubo e das aletas:

$$D_{\text{eq}} = (A_{\text{al}} D_{\text{al}} + A_t D_t) / (A_{\text{al}} + A_t) \quad (05)$$

Modelagem do Evaporador. Nos sistemas de refrigeração de pequeno porte, utiliza-se evaporadores do tipo "plate-surface", comercialmente conhecidos como "roll-bond". Este tipo de evaporador consiste de duas placas planas metálicas que são estampadas e soldadas juntas nas bordas, de forma a criar uma passagem para o refrigerante entre as mesmas.

Não se conseguiu encontrar na literatura aberta referências sobre a modelagem e simulação de ciclos de refrigeração utilizando evaporadores "roll-bond", principalmente com relação à determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção do lado externo.

O modelo do evaporador é semelhante ao do condensador (balanços globais, regime permanente, Δp_z desprezível), a menos do coeficiente de troca de calor (admitido constante) e do fato de o modelo determinar o estado de entrada a partir do estado de saída do evaporador.

Outro fato a ser ressaltado é que, pela configuração do evaporador, enquanto uma das faces está em contato com o interior do congelador, a outra pode estar voltada para uma parede isolada ou para o gabinete do refrigerador. Assim, cada uma das faces troca calor a uma temperatura de película e com um coeficiente global diferente. Logo, a área total do evaporador corresponde à soma das áreas das faces e, para efeito de troca de calor, define-se uma temperatura e um coeficiente global "equivalentes" ($T_{o,\text{eq}}$ e U_{eq}), conforme as Eqs. (06) e (07), que produzam a mesma taxa de troca de calor que a situação real. Os fatores f_1 e f_2 representam as relações das áreas de cada uma das faces em relação à área total do evaporador.

$$U_{\text{eq}} = (U_1 f_1 + U_2 f_2) \quad (06)$$

$$T_{o,\text{eq}} = (U_1 f_1 T_{o,1} + U_2 f_2 T_{o,2}) / (U_1 f_1 + U_2 f_2) \quad (07)$$

Modelagem do TC Não Adiabático e da LS. Dentre os diversos trabalhos abordando a utilização e a modelagem de TC não adiabáticos, pode-se citar os de Bolstad e Jordan (1949), Pate e Tree (1983), Paiva et al. (1994) e Peixoto (1994). O TC é chamado "não adiabático" quando este forma um trocador de calor (HX) com a LS. Este HX pode ser montado com o TC soldado lateralmente ou concêntrico à LS. Nos refrigeradores e "freezers" utilizam-se TC não adiabáticos, devido à melhora do desempenho obtida nestes equipamentos com esta configuração (Domanski et al., 1992).

O modelo desenvolvido para TC não adiabáticos é composto de curvas de vazão mássica (\dot{m}) no TC e ΔT na LS em função dos parâmetros operacionais para uma dada geometria "característica" do HX-TC/LS. Este \dot{m} e ΔT "característicos" são posteriormente corrigidos para outras geometrias. Esta metodologia é adotada, por exemplo, pela ASHRAE para seleção de tubos capilares adiabáticos (ASHRAE, 1988).

As hipóteses do modelo são de que a variação de energia cinética e potencial do escoamento é desprezível em relação aos demais componentes do ciclo, que o HX-TC/LS está isolado e que o fluido entra na LS como vapor saturado seco. Esta última hipótese significa que para efeitos de balanço de energia, o fato de o fluido entrar na LS superaquecido apenas "deslocaria" a temperatura de saída da LS, sem afetar o balanço do trocador. As Eqs. (08) a (10) apresentam as curvas utilizadas para determinação da vazão. O ΔT na LS é determinado de maneira análoga. As constantes a_1 a a_7 , b_1 a b_7 , e c_1 a c_6 são obtidas por regressão linear.

$$\dot{m} = k_{c,vazib} \cdot \dot{m}_c \quad (08)$$

onde

$$\dot{m}_c = a_1 + a_2 p_e + a_3 p_c^2 + a_4 p_s + a_5 p_s^2 a_6 \Delta T_{sub} + a_7 \Delta T_{sub}^2 \quad (09)$$

ou

$$\dot{m}_c = b_1 + b_2 p_e + b_3 p_c^2 + b_4 p_s + b_5 p_s^2 + b_6 x_e + b_7 x_e^2 \quad (09a)$$

$$k_{c,vazib} = c_1 \left(\frac{L_1}{L_{c,1}} \right)^{c_2} \left(\frac{L_2}{L_{c,2}} \right)^{c_3} \left(\frac{L_3}{L_{c,3}} \right)^{c_4} \left(\frac{D_{tc}}{D_{c,tc}} \right)^{c_5} \left(\frac{D_{ls}}{D_{c,ls}} \right)^{c_6} \quad (10)$$

O balanço de energia no HX-TC/LS é dado por:

$$h_{e,tc} - h_{s,tc} = h_{s,ls} - h_{e,ls} = \bar{c}_p (T_{s,ls} - T_{e,ls}) = \bar{c}_p \Delta T_{ls} \quad (11)$$

onde h é a entalpia nos pontos de interesse (entradas e saídas do TC e da LS).

Para a LS, é necessário determinar a temperatura de saída e a variação de pressão. Esta última é determinada de forma análoga à do condensador, admitindo-se escoamento monofásico de vapor de fluido refrigerante. Já a temperatura de saída da LS é dada por:

$$T_{s,ls} = T_{e,ls} + \Delta T_{ls} \quad (12)$$

onde $T_{e,ls}$, a temperatura de entrada na LS, é igual à temperatura de saída do evaporador, $T_{s,evap}$. Caso a condição de saída do evaporador seja saturada, dado que há um acumulador de líquido na saída do evaporador, admite-se que $T_{e,ls} = T_{sat,s,evap}$.

Determinação da Carga de Refrigerante no Sistema. A determinação da massa de refrigerante no sistema consiste na avaliação da massa que se encontra, um dado instante, no interior de cada um dos componentes e dissolvida no óleo lubrificante do compressor. Esta determinação da massa tem como principais dificuldades a avaliação da parcela dissolvida no lubrificante e da parcela dos trechos bifásicos.

A avaliação da massa de refrigerante dissolvida no óleo lubrificante utiliza o modelo de Grebner e Crawford (1994). Nos trechos monofásicos a massa é dada (cf. Rice, 1987) pela Eq. (13). O erro cometido nos trechos não isotérmicos é desprezível em relação à incerteza da avaliação nos trechos bifásicos.

$$m_{ref,mono} = V_t \bar{\rho}_{ref} = V_t \left[(\rho_e + \rho_s) / 2 \right] \quad (13)$$

Já para os trechos bifásicos a massa é dada pela Eq. (14), utilizando-se para determinação de α o modelo de Hughmark admitindo-se fluxo de calor constante. Segundo Rice (1987), isto é de importância secundária na determinação de α .

$$m_{ref,bif} = V_t \left\{ \rho_v \alpha(\bar{x}) + \rho_l [1 - \alpha(\bar{x})] \right\} \quad (14)$$

VALIDAÇÃO DO MODELO

O modelo foi validado a partir de dados de um ensaio de "Pull-down" (ensaio em regime permanente, com temperatura do meio externo controlada em 43°C) para um refrigerador de uma porta sem congelador de um fabricante nacional. O programa computacional gerado foi executado na versão de projeto, admitindo-se um superaquecimento de 7,5°C, e na versão de simulação com uma carga nominal de 90 gramas. As temperaturas do gabinete e externa utilizadas foram de 3°C e 43°C respectivamente. Os resultados preliminares indicaram uma superestimativa da vazão calculada pela rotina do TC, ligada às suas hipóteses limitadoras (retilinearidade, ausência de óleo, etc.). Assim, foi necessário introduzir um fator de correção nesta rotina, após o que foram obtidos os resultados da Tab. 1 e da Fig. 2.

Os erros obtidos foram menores que 5%, com exceção da temperatura de entrada do compressor e da temperatura de saída do evaporador. Para a primeira, isto pode ser explicado pelo fato de a medição desta temperatura ser feita na parede da LS junto ao ponto de união com o compressor. Como a temperatura da carcaça do compressor é da ordem de 95°C, existe um efeito de condução através da parede da LS, que tende a aumentar a temperatura do fluido, bem como a introduzir um erro de medição. Já para a segunda, apesar do erro relativo alto, o erro absoluto é pequeno (cerca de 2°C).

Analisando-se os demais resultados obtidos pelo programa de simulação, verifica-se que estes são consistentes com os encontrados na literatura. Por exemplo, o coeficiente de eficácia (COP) ficou na faixa de 0,7 a 0,85 para uma temperatura do meio na faixa de 43°C a 32°C, enquanto que a ASHRAE (1988) apresenta para este tipo de equipamento um valor típico da ordem de 1,0 a 1,1 para uma temperatura do meio de 32°C, resultado que pode ser considerado satisfatório dadas as limitações do modelo.

A seguir, foi estudado o efeito da substituição do CFC 12 pelo HFC 134a. Para efeitos de análise, admitiu-se que os rendimentos isoentrópicos e volumétricos do compressor são função apenas da relação de pressões, não sendo afetados pela mudança de fluido (cf. Goodson e Bullard, 1994). A única modificação feita, em termos de simulação do ciclo, foi alterar o tipo de óleo lubrificante na determinação da massa de refrigerante dissolvida.

Utilizou-se o programa na versão de projeto, impondo-se um grau de superaquecimento na saída do evaporador de 7,5°C, e com temperaturas do ar externo e no gabinete de 32,0 e 3,0°C respectivamente.

Os resultados da Tab. 2 mostram que a substituição do CFC 12 pelo HFC 134a provoca uma diminuição tanto na potência consumida quanto na capacidade de refrigeração. A primeira é devida basicamente à diferença de volumes específicos entre os fluidos. A capacidade de refrigeração diminui devido às diferentes pressões de saturação, porque o HFC-134a evapora numa pressão mais alta que o CFC-12. O resultado global é uma redução na eficácia do ciclo da ordem de 6% para este caso. Este resultado é semelhante aos encontrados na literatura, por exemplo por Kruger e Driessen (1992), Vineyard (1989) e Sand et al. (1990).

CONCLUSÕES

O presente trabalho elaborou um modelo para simulação, em regime permanente, de refrigeradores e "freezers" domésticos, sistemas de pequeno porte e com dispositivo de expansão constituído por

TC não adiabático. Foram desenvolvidas rotinas específicas para os componentes do ciclo: compressor hermético alternativo, condensador estático, TC adiabático e não adiabático e evaporador "roll-bond", posteriormente interligadas através de um programa computacional de simulação.

A validação experimental deste programa foi realizada a partir de dados de "pull-down" fornecidos por um fabricante nacional de refrigeradores e "freezers". Foram comparados os valores experimentais e de simulação de algumas grandezas. Após alguns ajustes na rotina do TC, os resultados indicaram discrepâncias média da ordem de 5% para as diversas grandezas analisadas, o que pode ser considerado um bom resultado, semelhante aos encontrados na literatura. A mudança de fluido refrigerante indicou uma redução do coeficiente de eficácia da ordem de 6%, resultado semelhante ao da literatura. Cabe ressaltar que a validação realizada é restrita. Seria necessário examinar outros dados experimentais e outros equipamento como forma de melhorar o ajuste de parâmetros e aumentar a confiabilidade do modelo.

Tabela 1. Resultados da Simulação e Comparação com Dados Experimentais

Grandeza Medida	Resultado do Ensaio	Resultados do Programa - Versão de Projeto		Resultados do Programa - Versão de Simulação	
		Calculado	Erro	Calculado	Erro
\dot{W}_{el}	90,0 W	91,6 W	1,8%	91,3 W	1,4%
T_{cond}	58,4 °C	59,2 °C	1,4%	59,1 °C	1,2%
$T_{e,evap}$	-22,7 °C	-22,7 °C	0,0%	-22,8 °C	0,4%
$T_{s,evap}$	-16,4 °C	-16,0 °C	-2,4%	-18,7 °C	14,0%
$T_{s,liq}(°C)$	58,2 °C	31,7 °C	-45,5%	28,9 °C	-50,3%
$m_{ref}(g)$	90,0 g	90,6 g	0,7%	89,8 g	-0,2%

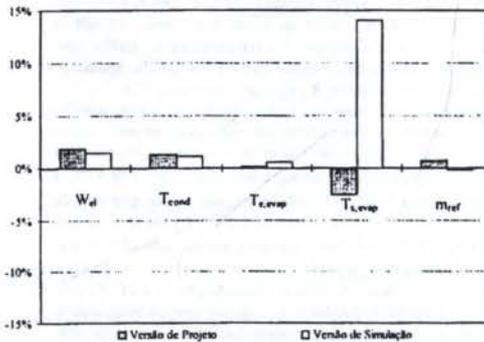


Figura 2. Comparação dos Erros da Simulação.

Tabela 2. Efeito da Mudança de Fluido Refrigerante.

Grandeza	CFC 12	HFC 134a	Varição em relação ao CFC12
\dot{W}_{el} (W)	81,2	78,4	-3,4%
\dot{Q}_L (W)	68,7	62,6	-8,9%
\dot{m} (kg/h)	2,09	1,59	-23,9%
COP	0,846	0,798	-5,7%

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- Abramson, D.S. et al. "Analysis of Refrigerator-Freezer Design and Energy Efficiency by Computer Modeling: A DOE Perspective." *ASHRAE Trans.* vol. 96 part 1, pp. 1354-58, 1990.
- ASHRAE, *Handbook of Equipment*. Atlanta, EUA, 1988.
- Bolstad, M.M., Jordan, R.C. "Theory and Use of the Capillary Tube Expansion Device - Part II, Nonadiabatic Flow". *Refrigerating Engineering*, vol. 57, no. 6, pp. 577-83, 1949.

- Domanski, P.; Didion, D. *Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device* (NBS Building Series 155). NIST, Washington, 1983.

- Domanski, P.; Didion, D.; Doyle, J.R. "Evaluation of Suction Line-Liquid Line Heat Exchange in the Refrigeration Cycle". *Proc. Int. Refrigeration Conf. Purdue*, pp. 131-39, West Lafayette, EUA, 1992.

- Fiorelli, F.A.S. *Modelagem e Simulação de Sistemas de Refrigeração de Pequeno Porte com Dispositivo de Expansão Constituído por Tubo Capilar*. Dissertação de Mestrado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil, 1995.

- Goodson, M.P.; Bullard, C.W. "Refrigerator/Freezer System Modeling". *Relatório Técnico ACRC TR-61*, Univ. Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, EUA, 1994.

- Grebner, J.J.; Crawford, R.R. "The Effects of Oil on the Thermodynamic Properties of Dichlorodifluoromethane (CFC 12) and Tetrafluoromethane (HFC 134a)". *Relatório Técnico ACRC TR-13*, Univ. Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, EUA, 1992.

- Krueger, M.; Driessen, J.L. "Desempenho de Refrigerantes Alternativos ao CFC-12 para Aplicações em Refrigeradores e Freezers". Anais do III Cong. Bras. Refrigeração Ventilação e Condicionamento de Ar, São Paulo, Brasil, p. 33-36, 1992.

- Marques, M.E. *Simulação Numérica de Condicionadores de Ar de Janela*. Dissertação de Mestrado, Univ. Fed. Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 1991.

- Molina, M.J. e Rowland, F.S. "Stratospheric Sink for Chlorofluoromethanes: Chlorine Atom Catalyzed Destruction of Ozone". *Nature*, no. 249, p. 810-12, 1974.

- Paiva, M.A.S. et al. "The Behavior of Lateral and Concentric Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers Using CFC-12 and HFC-134a". *Proc. Int. Refrigeration Conf. Purdue*, West Lafayette, EUA, 1994.

- Papanek, W.J. *Convective Film Coefficients for a Wire and Tube Heat Exchanger*. Ms.C. Thesis, Purdue Univ., West Lafayette, EUA, 1958.

- Pate, M.B.; Tree, D.R. "An Experimental Analysis of a Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger". *Proc. XVI Int. Congr. Refrigeration*, n.p., Paris, França, 1983.

- Peixoto, R.A. *Análise Teórica-Experimental do Escoamento do Fluido Refrigerante HFC-134a Em Trocadores de Calor Tubo Capilar-Linha de Sucção Utilizados em Sistemas de Refrigeração*. Tese de Doutorado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, 1994.

- Reeves, R.N. et al. "Modeling and Experimental Parameter Estimation of a Refrigerator/Freezer System". *Relatório Técnico ACRC TR-9*, Univ. Illinois at Urbana-Champaign, Urbana, EUA, 1992.

- Rice, C.K. "The Effect of Void Fraction Correlation and Heat Flux Assumption on Refrigerant Charge Inventory Predictions." *ASHRAE Trans.* vol. 93 part 1, pp. 341-67, 1987.

- Sand, J.R. et al. "Experimental Performance of Ozone-Safe Alternative Refrigerants" *ASHRAE Trans.* vol. 96, part 2, p.173-81, 1990.

- Souza, A.L. *Determinação Teórica Experimental da Perda de Carga durante Evaporação de Refrigerantes Puros e Misturas Refrigerante-Oleo em Tubos Horizontais e Meias Curvas*. Tese de Doutorado, Escola Politécnica da USP, São Paulo, Brasil, 1995.

- Tandon, T.N. et al. "An Experimental Investigation of Forced Convection Condensation During Annular Flow Inside a Horizontal Tube". *ASHRAE Trans.* vol. 91 part 1A, pp. 343-55, 1985.

- Vineyard, E.A. et al. "Refrigerator-Freezer Energy Testing with Alternative Refrigerants" *ASHRAE Trans.* vol.95,part 2,p.295-99, 1989.

ABSTRACT

This paper presents a steady-state simulation model for household refrigerators and freezers using non-adiabatic capillary tubes. A cycle analysis to test system performance for a couple of refrigerant was made. This also included the refrigerant charge. All system components were simulated. Validation through manufacturer data shows good agreement (about 5%) between "experimental" and calculated data.

O ESTADO DA ARTE DOS FLUIDOS REFRIGERANTES

Ricardo Nicolau Nassar Koury¹, Luiz Machado¹,
Luís Alberto Tavares Mascarenhas¹ e Monique Lallemand²

1 - Departamento de Engenharia Mecânica da EEUFG - Av. Antônio Carlos, 6627 - Campus UFGM

- CEP 31270-901 - Belo Horizonte - MG - Fone (031) 448-5236 - FAX (031) 443-3783

2 - CETHIL, INSA, 20 - Av. Albert Einstein, bât. 404, 69621, Villeurbanne, France

RESUMO

Após a descoberta do potencial de degradação da camada de ozônio por fluidos refrigerantes constituídos por hidrocarbonetos halogenados, a descoberta de novos fluidos não nocivos ao meio ambiente tornou-se um dos principais objetos de estudo de empresas envolvidas com processos de refrigeração, motivadas por Órgãos Não Governamentais interessados na preservação do meio ambiente. Este trabalho tem por objetivo determinar a situação atual de desenvolvimento desses novos fluidos, sua utilização, programas de substituição e reaproveitamento existentes, e o impacto social, econômico e tecnológico provocado por esta substituição no Brasil e no mundo.

INTRODUÇÃO

Os fluidos refrigerantes mais difundidos e utilizados nos últimos cinquenta anos são hidrocarbonetos halogenados (hidrocarbonetos simples que têm átomos de hidrogênio substituídos por elementos halógenos - Cl e F). Dentre estas substâncias, vê-se em destaque a utilização de compostos CFC e HCFC (compostos clorofluorcarbonados e hidroclorofluorcarbonados, respectivamente), principalmente por sua não inflamabilidade, baixa toxicidade, estabilidade química e térmica, miscibilidade em óleos lubrificantes, fácil produção em larga escala, baixo preço e propriedades físicas e termodinâmicas adequadas a vários processos térmicos e químicos (AFONSO e OLIVEIRA 1994; ZURER 1994).

Estudos feitos nos últimos vinte anos (MOLINA e ROWLAND 1974 e PEIXOTO et al. 1993) têm comprovado que estas substâncias provocam a degradação da camada de ozônio que recobre a Terra. Uma vez liberadas na atmosfera, as substâncias se decompõem em elementos que provocam a quebra de moléculas de ozônio (O₃). O Potencial de Degradação da Camada de Ozônio, ODP (Ozone Depletion Potential), indica o grau de ameaça que a substância apresenta à camada de ozônio. O Índice de Aquecimento Global, GWP (Global Warming Potential), também representa um parâmetro para o impacto ambiental que as substâncias provocam na atmosfera terrestre, indicando sua contribuição para o efeito estufa.

Existe uma ação internacional bem estabelecida visando resolver o problema da degradação da camada de ozônio, porém não existe ação visando resolver o problema do aquecimento global do planeta (Efeito Estufa). Existem modelos estabelecidos para determinar a contribuição dos fluidos refrigerantes para o problema (CAVALLINI 1994).

Levando-se em consideração a atualidade do tema, a rapidez das mudanças que estão ocorrendo bem como o grande impacto provocado pelas mesmas, é de fundamental importância a realização periódica de pesquisas que determinem o "Estado da Arte" dos fluidos refrigerantes no mundo.

Este trabalho tem por objetivo descrever a situação atual no Brasil e no mundo em relação ao desenvolvimento de novos fluidos e substituição dos CFCs e HCFCs, avaliando o impacto social, econômico e tecnológico resultante desta substituição e apresentando informações ainda não disponíveis na literatura existente.

RESPOSTA À NECESSIDADE DE SUBSTITUIÇÃO

Em 22 de março de 1985, realizou-se a Convenção de Viena, promovida pelo Programa para o Meio Ambiente das Nações Unidas, UNEP (United Nations Environment Program), objetivando determinar programas de atuação dos países participantes a fim de minimizar a redução da camada de ozônio o mais rápido possível. A partir deste processo, 27 países assinaram em 16 de setembro de 1987, o Protocolo de Montreal que prevê a redução e posterior eliminação da produção e utilização de substâncias que tenham ação degenerativa sobre a camada de ozônio. Este documento foi revisado em 29 de junho de 1990, em Londres, quando ficou determinada a

completa eliminação da utilização de CFC's até 1º de janeiro de 2000, e em Copenhague, em novembro de 1992, quando também foi feita uma reavaliação do problema após o Protocolo de Montreal e quando foi criado o Fundo Multilateral para auxílio financeiro aos países em desenvolvimento, reduzido o prazo previsto para eliminação total da utilização dos tais compostos, e estabelecido um cronograma para a diminuição e eliminação dos HCFCs (PEIXOTO et al. 1993; ELF ATOCHEM 1992). As Tabelas 1 e 2 apresentam as determinações revisadas em Copenhague, estipulando novos prazos para produção e consumo dos CFC's e HCFC's (HOECHST DO BRASIL DO BRASIL 1992a).

Tabela 1 - Reduções na produção e no consumo de substâncias que degradam a camada de ozônio terrestre

Compostos	Redução	A partir de	Base
CFC's plenamente halogenados			
CFC-11, CFC-12, CFC-13	75%	1994	1986
CFC-113, CFC-114, CFC-115	100%	1996	1986
Halons	100%	1994	1986
Tetracloroeto de Carbono	85%	1995	1989
	100%	1996	1989
Metil Clorofórmio	Congelado	1993	1989
	50%	1994	1989
	100%	1996	1989

Tabela 2 - Medidas complementares aos HCFC's, com base no consumo de CFC's plenamente halogenados no ano de 1989

Compostos	Redução	A partir de
HCFC-22, HCFC-123, HCFC-124	Congelamento	1996
HCFC-141b, HCFC-142b	35,0%	2004
	65,0%	2010
	90,0%	2015
	99,9%	2020
	100%	2030

Criou-se então uma necessidade em todo o mundo de se realizar pesquisas visando a obtenção e o estudo de novos fluidos refrigerantes, que possuam, no mínimo, tantos benefícios quanto os anteriores, porém que não sejam agressivos ao meio ambiente (NOVAS 1993). Estes fluidos já vêm sendo desenvolvidos (DU PONT 1994a, b, c, d ; HOECHST DO BRASIL 1992b, 1994; ELF ATOCHEM 1992, 1994) e utilizados. Observa-se atenção especial ao processo de substituição dos tais fluidos, uma vez que deve-se manter as capacidades e eficiências dos equipamentos já existentes, e evitar a liberação do antigo fluido na atmosfera.

Em vista da grande importância econômica deste problema ambiental, várias conferências mundiais foram ou serão realizadas com o objetivo de discutir a substituição dos fluidos refrigerantes nocivos à camada de ozônio por novos fluidos.

Em junho de 1994, realizou-se a "Refrigeration Conference", na Universidade de Purdue, USA, onde um dos objetivos principais era o de discutir o problema dos refrigerantes alternativos. Em agosto

de 1995 ocorreu o Congresso Ibero-Americano de Ar-Condicionado e Refrigeração, em São Paulo, tendo como um dos temas principais "Gases Refrigerantes". Em outubro realiza-se a "1995 International CFC and Halon Alternatives Conference", em Washington, DC, USA. A conferência tem como objetivo discutir e apresentar as atuais soluções para o problema de aquecimento do globo terrestre, bem como a situação atual do uso e substituição dos fluidos clorofluorcarbonados por novos fluidos.

No Brasil, após um período de estagnação, observa-se maior atenção por parte dos profissionais da área ao problema da substituição dos fluidos refrigerantes. A preocupação atual no país, baseia-se em técnicas de substituição dos gases, e reaproveitamento dos mesmos (técnica de Retrofit, que evita a emissão dos gases substituídos na atmosfera), uma vez que novos fluidos já foram desenvolvidos e demonstram boa performance e compatibilidade nos equipamentos que utilizavam CFC e HCFC (DUPONT 1994c; HOECHST DO BRASIL 1992b; ELF ATOCHEM 1992, 1994).

A técnica de Retrofit pode ser feita em campo e permite a substituição do fluido refrigerante em uso pelo novo fluido sem que o primeiro seja liberado na atmosfera. São necessários equipamentos comumente utilizados por mecânicos ou empreiteiros treinados. Seu objetivo básico é substituir o fluido de trabalho com o menor tempo, poucas modificações no sistema e nenhuma perda para o equipamento (DU PONT 1994d, e).

Programas de conscientização de usuários e de assistência à substituição dos fluidos têm sido apresentados ao Fundo Multilateral das Nações Unidas, a fim de que este destine recursos à sua execução. Porém observa-se ainda certa resistência, principalmente das pequenas empresas, à substituição e reaproveitamento dos fluidos.

A curto prazo a tendência é a substituição dos refrigerantes com alto ODP por fluidos de transição ou mesmo fluidos usados em outras aplicações (compostos com NH₃ por exemplo) (LALLEMAND e SARTRE 1993; DUMINIL 1994). Busca-se fluidos com baixo ODP e boas propriedades químicas e termodinâmicas.

Alguns fluidos já foram desenvolvidos, misturas têm sido estudadas (AGARWAL et al. 1995), mas a substituição às vezes torna-se difícil pela incompatibilidade química das substâncias com as tubulações e lubrificantes, higroscopia e propriedades termodinâmicas.

Uma opção totalmente aceitável para o meio ambiente é a utilização de fluidos naturais. Esta tendência está cada vez mais forte (LORENTZEN 1995; HALOZAN et al. 1994; DUMINIL 1995) e, atualmente, os mais indicados são o propano, a amônia, o dióxido de carbono e a água. LORENTZEN (1995) argumenta que os fluidos naturais não agredem o meio ambiente uma vez que podem ser encontrados na natureza a milhares de anos sem apresentar prejuízo para a mesma. A partir de pesquisas tecnológicas e, conseqüentemente, algumas mudanças construtivas nos equipamentos, pode-se utilizar fluidos naturais em equipamentos de refrigeração e ar-condicionado, apesar de sua toxicidade e/ou inflamabilidade. A amônia apresenta um grau de toxicidade entre 10-50 vezes menos que o cloro, e é facilmente dissipada no ar, além de altamente solúvel em água, o que torna de fácil controle a segurança de equipamentos utilizando a amônia como fluido de trabalho. O propano apresenta excelentes propriedades termodinâmicas, e já foi utilizado com sucesso em equipamentos de grande (indústria petroquímica por exemplo) e pequeno porte (LORENTZEN 1994). Já o dióxido de carbono, além das vantagens apresentadas, possui inteira compatibilidade com os lubrificantes normalmente utilizados e com os materiais de que os trocadores de calor são constituídos, além de serem de fácil produção e baixo preço. Em geral, os fluidos naturais podem apresentar propriedades termodinâmicas melhores que os halocarbonos (DUMINIL 1995), porém com custo produtivo bem reduzido.

Na Europa e em outros países de primeiro mundo, cujos prazos para eliminação dos CFC's são mais curtos, busca-se nos fluidos naturais a saída para o problema do aquecimento da atmosfera. Os fluidos naturais não precisam ser desenvolvidos, e são adaptados às condições e os equipamentos projetados para comportar com segurança os novos fluidos. Isto permite um menor tempo até a substituição de sistemas que utilizam fluidos clorofluorcarbonados. Na Alemanha, os fluidos naturais vêm sendo estudados e utilizados em alguns sistemas, apresentando alguns problemas com segurança e compatibilidade química com lubrificantes. A utilização de fluidos naturais também apresenta um aumento na eficiência energética dos sistemas de refrigeração e ar-condicionado, quando comparados com fluidos alternativos como o R-134a (KRUSE 1995).

A longo prazo, busca-se fluidos com ODP zero, baixa toxicidade (ou nenhuma), não inflamabilidade e que não contribuam para o aquecimento da atmosfera (baixo GWP) (HOECHST DO BRASIL, 1992b).

As principais empresas produtoras de fluidos refrigerantes, DuPont, Hoescht, Elf e Galco, já comercializam com sucesso gases com baixos ODP e GWP. A Tabela 3 destaca as principais opções, conforme informado pelas próprias empresas produtoras (ELF ATOCHEM 1992, 1994; DU PONT 1994c; HOECHST DO BRASIL 1994).

O principal fluido refrigerante em sistemas de ar-condicionado e refrigeração é o R-12, CFC com alto ODP. Observa-se portanto que todas as principais empresas produtoras já apresentam um fluido alternativo ao R-12 já desenvolvido e apresentando ODP zero e excelentes resultados em aplicações domésticas, comerciais e industriais (DEVOTTA 1995).

Tabela 3 - Principais novos fluidos refrigerantes do mercado

FLUIDO A SER SUBSTITUÍDO	PRINCIPAIS APLICAÇÕES	PARA CURTO PRAZO	PARA LONGO PRAZO
CFC-11	Ar condicionado de alta potência (compressores centrífugos)	Forane® 123 Suva® 123	
CFC-114	Bombas de calor e centrífugas de navios (altas temperaturas de condensação)	Suva® 124	
CFC-12	Ar-condicionados de automóveis, refrigeradores domésticos e comerciais e bombas de calor (de média e baixa potência)	Forane® 142b Forane® FX56	Forane® 134a Suva® 134a Suva® MP39 Suva® MP66 Suva® MP52 Reclin® 134a Frigas 134a
HCFC-22	Ar-condicionados domésticos (grande utilização) e refrigeração comercial e industrial		Forane® FX220 Suva® 9000 Suva® 9100 Suva® 134a
R-500	Ar-condicionados, refrigeração em transportes e bombas de calor	Forane® FX10 Forane® FX57	
R-502	Refrigeração em transportes, comerciais e industriais (baixa potência)	Forane® FX10 Suva® HP80 Suva® HP81	Forane® FX40 Forane® FX70 Suva® HP62

Obs: as linhas Forane, Suva, Reclin e Frigas pertencem, respectivamente, às empresas Elf, Du Pont, Hoescht e Galco.

O R-11 é comumente utilizado em sistemas de ar-condicionado de médio porte, com compressores centrífugos. Somente compostos HCFCs apresentam-se como substitutos no mercado, por motivos técnicos e industriais, porém pesquisas continuam sendo feitas (BULLARD 1994; CARPENTER 1994). Recomenda-se a utilização de lubrificantes à base de alquilbenzenos ou misturas de alquilbenzenos com óleos minerais (DU PONT 1994c; ELF ATOCHEM 1994).

O R-12 é largamente utilizado em refrigeração doméstica e comercial, sistemas de ar-condicionados industriais e automobilísticos, o que o torna de grande importância no mercado. Existem fluidos de substituição no mercado com performance semelhante aos CFCs e ODP = 0, mas, devido a sua alta polaridade, não são miscíveis nos lubrificantes utilizados com o R-12. Aconselha-se lubrificantes à base de poliéster e polialquilenos (POE e PAG) na maioria dos casos (ELF ATOCHEM 1994; SPAUSCHUS et al. 1994).

Os fluidos da linha Suva® 9000 e 9100 apresentam capacidade semelhante ao R-22, podendo ser utilizados em novos equipamentos de refrigeração ou ar-condicionado ou em equipamentos em serviço. Já o R-134a possui menor capacidade, para substituição do R-22, e deve ser usado somente em novos equipamentos (DU PONT 1994c).

O R-502, desde seu descobrimento em 1960, foi um excelente substituto ao R-22 para baixas temperaturas em refrigeração comercial, uma vez que exige dispositivos bem menos complexos no ciclo térmico. O R-404a (Suva HP62, Forane FX70) é apresentado como substituto ao R-502 (MACAUDIÈRE 1995 a,b; MORIOTON 1995), não sendo necessária qualquer modificação no sistema, e, em alguns casos, apresentando melhoria em sua capacidade térmica (ELF ATOCHEM 1994).

A Tabela 4 apresenta as principais características termodinâmicas do R-134a, obtidas através de média dos valores fornecidos pelos fabricantes em comparação com o R-12 (KRUEGER et al. 1992; ELF ATOCHEM 1992, 1994; DU PONT 1994c; HOECHST DO BRASIL e 1994).

Tabela 4 - Propriedades termodinâmicas do HFC-134a

PROPRIEDADE	HFC-134a	R-12	
Ponto de ebulição a 1atm	-26,2°C	-30°C	
Densidade (líquido) a 25°C	1208,3 kg/m ³	1310,9 kg/m ³	
Densidade do vapor sat. a 1atm	5,28 kg/m ³	6,34 kg/m ³	
Viscosidade a 25°C:	Líquido	0,202 mPa.S	0,217 mPa.S
	Vapor a 1 atm	0,012 mPa.S	0,013 mPa.S
Calor latente de vaporização a 1 atm	214,3 kJ/kg	165,8 kJ/kg	
Pressão de vapor a 25°C	664,7 kPa	651,6 kPa	
Haiocarbon Global Warming Potential HGWP	0,29	3	
Ozone Depletion Potential ODP	0	1	
Limite de inflamabilidade no ar a 1 atm	0 %(v/v)	0 %(v/v)	

A exemplo de empresas que já começaram a substituição está a Liquid Carbonic, em Duque de Caxias-RJ (BOLA PRETA 1994b), que consome cerca de 6 toneladas de CFC na limpeza de serpentinas, expansão de poliuretano e refrigeração de tanques. Com orientação da Du Pont, a empresa utilizou tecnologia Retrofit de substituição num tanque horizontal de 20 toneladas com refrigerantes da linha SUVA[®] e só precisou substituir o óleo lubrificante e o filtro secador. A empresa aponta que obteve benefícios com o Retrofit: os 12 quilos de CFC utilizados anteriormente foram substituídos por 8,8 quilos de SUVA[®] MP66, sem qualquer alteração no desempenho do sistema de refrigeração.

Hoje, veículos como o Vectra e o Corsa 1.4, da GM, o Tempra, da Fiat, e o Gol 95 da VW, que têm ar condicionado saem de fábrica já com o R134a (BOLA PRETA 1994c).

PROGRAMAS NACIONAIS

Ao final do ano de 1993, após acordo assinado com o Banco Mundial, a agência brasileira responsável pelo desenvolvimento de programas de substituição dos CFC's no Brasil, o PNUD - Programa das Nações Unidas para o Desenvolvimento, destinou US\$ 10,9 milhões a trabalhos encaminhados por empresas e pesquisadores nacionais à FINEP - Financiadora de Estudos e Projetos.

Destacaram-se três projetos implementados pela ABRAVA (Associação Brasileira das Empresas de Refrigeração, Ar-condicionado, Ventilação e Aquecimento):

1. O SP-CFC, em São Paulo, surgiu de um consórcio de empresas, baseando sua atuação basicamente na manutenção preventiva e reciclagem, impedindo vazamentos em sistemas domésticos e comerciais e promovendo a reutilização do gás recuperado em centros como o Centro de Reciclagem de CFC.
2. Um intercâmbio com a agência ambiental canadense COTE (Canadian Office for Training on the Environment), responsável pelo treinamento de técnicos para preservação ambiental no país, firmando acordo para transferência de tecnologia destinada à substituição dos fluidos nocivos à camada de ozônio.
3. O PNUD, que fez um estudo comparativo entre a reciclagem praticada no Brasil e nos Estados Unidos.

Atualmente o Programa Brasileiro de Combate às Substâncias que Atacam a Camada de Ozônio (PBCO), coordenado no Brasil pela ABRAVA (BOLA PRETA 1994a), envolveu técnicos de institutos de pesquisa, universidades, ministérios e associações empresariais. A ABRAVA encaminhou projetos de lei, que, uma vez aprovados, determinarão a proibição à produção e comercialização do CFC no Brasil em 2006, cinco anos após a determinação do Protocolo de Montreal aplicada aos países desenvolvidos (maiores consumidores). A previsão para países em desenvolvimento era de até dez anos após o prazo para os países desenvolvidos, o que comprova uma maior preocupação dos profissionais de refrigeração no país.

A ABRAVA se propõe a treinar e equipar mecânicos e técnicos para tornar possíveis as propostas do programa, recolhendo, reciclando e/ou fazendo retrofit em equipamentos de refrigeração que ainda utilizam o CFC.

Observa-se porém que o Brasil, bem como outros países em desenvolvimento, depende intimamente da política produtora das empresas fornecedoras desses gases no País, que possuem (todas) matrizes nos países desenvolvidos.

Também deve-se ressaltar a importância destes programas de eliminação/substituição nos países desenvolvidos, que são os maiores consumidores (cerca de dez vezes mais o consumo por habitante dos países em desenvolvimento) e produtores de tecnologia na produção de gases e de equipamentos (FONSECA 1993).

CONCLUSÕES

Observa-se que a discussão de problemas ambientais pode ter forte influência no setor produtivo, desde que haja sensibilidade por parte dos profissionais envolvidos. A falta de informação e consciência da importância da preservação do meio ambiente pode trazer drásticas consequências ao planeta, já que cada vez mais o homem modifica a natureza e cria novos processos físicos e químicos, aumentando a probabilidade de ataques ao ecossistema em que vivemos.

Quanto ao problema dos compostos clorofluorcarbonados, foi provocada uma revolução no setor de fluidos refrigerantes, gerando preocupação de milhares de profissionais no sentido de resolvê-lo.

O setor de produção de fluidos refrigerantes se viu obrigado a investir grandes somas de dinheiro no desenvolvimento de novos produtos que atendessem às necessidades do mercado em transição. Novos fluidos foram desenvolvidos com sucesso, algumas vezes até suplantando os anteriores em relação à eficiência, e sendo inofensivos à atmosfera terrestre.

Programas são incentivados por empresas e grupos do ramo com o objetivo de obter melhores resultados, provocando o aparecimento de um novo mercado de serviços, agora voltado para o ideal encaminhamento do processo de substituição.

No Brasil encontra-se ainda alguma resistência por parte das pequenas empresas quanto a utilização dos processos de substituição, seja pelo não conhecimento de sua importância, pelo pouco interesse destas empresas em problemas ambientais ou pelo custo do processo de substituição. O objetivo das grandes empresas do ramo é de conscientizar todos os profissionais do setor e conseguir adiantar os prazos definidos no Protocolo de Montreal para o fim da utilização dos compostos clorofluorcarbonados por parte dos países em desenvolvimento.

O acontecimento de conferências e congressos para discussão de temas ambientais (ECO 92 por exemplo) tem aumentado consideravelmente, mobilizando não só profissionais do setor produtivo como também membros da comunidade preocupados com a preservação do nosso ecossistema. Isto provocou uma maior responsabilidade das empresas sobre processos nocivos ao meio ambiente, uma vez que a população encontra-se mais informada, e portanto, com maior conhecimento para cobrar ações efetivas em relação à preservação do meio ambiente. Têm ganhado força as Organizações Não Governamentais (ONGs), que são grupos importantes no processo de discussão destes problemas e cobrança de atitudes.

Organizações como a ABRAVA no Brasil têm sido fortes ferramentas para a efetivação de uma substituição de fluidos refrigerantes de maneira eficiente, minimizando as reações ambientais indesejáveis sem perder desempenho nos equipamentos.

Os refrigerantes naturais aparecem como a melhor opção para substituição dos CFC's, possuindo vantagens econômicas e termodinâmicas, porém ainda não se aplicam a todos os equipamentos, e o problema da segurança ainda encontra-se em constante discussão.

Economicamente, o processo de substituição de fluidos CFCs provoca um grande investimento na área de pesquisa por parte das empresas produtoras, e certo investimento por parte dos usuários de equipamentos de refrigeração e ar-condicionado uma vez que alguns fluidos exigem substituição de parte do equipamento e/ou lubrificantes, etc. Isto aquece o mercado de equipamentos de refrigeração e ar-condicionado, uma vez que a atualização da tecnologia utilizada gera novas frentes de trabalho.

REFERÊNCIAS

- [1] AFONSO, Cito & OLIVEIRA, Armando. *O comportamento de evaporadores e condensadores de instalações frigoríficas face aos novos fluidos refrigerantes*. III Congresso de Engenharia Mecânica Norte-Nordeste - Belém - PA, Brasil - pp. 134-137, Junho de 1994.
- [2] AGARWAL, R. S., RAMASWAMY, M. and SRIVASTAVA, K. *Transport properties of ternary near-azeotropic mixtures*. Int. J. Refrig. - vol 18, nº 2, pp. 132-138, 1995.
- [3] BOLA PRETA. *A importância do recolhimento, reciclagem e recuperação dos CFCs*. - Editora CL-A Cultural Ltda. São Paulo - SP, Ano XII - nº 41 - pp. 26, 27, setembro de 1994a.
- [4] BOLA PRETA. *Liquid Carbonic adota Suva e retrofit*. - Editora CL-A Cultural Ltda, São Paulo - SP, Ano XII - nº 41 - pp. 12-13, setembro de 1994b.
- [5] BOLA PRETA. *Suva 134a em carros*. Editora CL-A Cultural Ltda, São Paulo - SP, Ano XII - nº 41 - p. 8, setembro de 1994c.
- [6] BULLARD, Clark W. *Research to accommodate ozone-safe refrigerants*. V Encontro Nacional de Ciências Térmicas - II Simpósio de Engenharia Térmica - São Paulo - SP, pp. 23-30, dezembro de 1994.
- [7] CARPENTER, N. E. *Remplacement des CFC: Quels fluides?* RPFN nº 785 - pp. 22-27, dezembro de 1994.
- [8] CAVALLINI, Alberto. *Remplacement des CFC et des HCFC: solutions à court et long terme, problèmes à résoudre*. Rev. Gen. Froid. - pp. 22-28, novembro de 1994.
- [9] DEVOTTA, Sukumar. *Alternative Heat Pump working fluids to CFC's*. Heat Recovery Systems & CHP - Vol. 15 - nº 3 - pp. 273-279, 1995.
- [10] DU PONT. *Folhas de Dados de Segurança da Linha Suva*, 1994a.
- [11] DU PONT. *General Properties of DuPont Suva 9100*, USA - Dezembro de 1994b.
- [12] DU PONT. *SUVA: Refrigerantes Alternativos (estudos)*, USA, 1994c.
- [13] DU PONT. *Properties and Use of SUVA AC9000 in A/C - Heat Pumps*, Janeiro de 1993.
- [14] DU PONT. *Retrofit Guidelines for Suva HP62 in Stationary Equipment*, Janeiro de 1994d.
- [15] DU PONT. *Suva Refrigerants for Replacing R12 and R502 - Quick Reference*, USA - Dezembro de 1994e.
- [16] DUMINIL, Maxime. *Le dioxyde de carbone (CO₂) pour cycles frigorifiques à compression*. Rev Gen Froid, p. 39, abril de 1995.
- [17] DUMINIL, Maxime. *Les mélanges de transition comme frigorigènes de remplacement direct du R-502*. Rev. Gen. Froid, pp. 31-38, março de 1994.
- [18] ELF ATOCHEM. *CFC substitutes: a global approach*. Elf Atochem North America. Janeiro de 1992.
- [19] ELF ATOCHEM. *Forane® For Refrigeration and air conditioning*. Elf Atochem. Janeiro de 1994.
- [20] FONSECA, Wagner. *Substituição dos CFCs movimenta o mundo*. Revista do Frio, nº 33, janeiro de 1993.
- [21] HALOZAN, H. EBNER, T., LAWATSCH, H. *Propane and CO₂ two "natural" alternatives*. C.R. Réunion. Padoue, IIR/ Proc. Padova Meet, IIR, FR., pp. 329-336, setembro de 1994.
- [22] HOECHST DO BRASIL. *Resumo do Protocolo de Montreal - IV Encontro de 23 a 25 de Novembro de 1992*, a
- [23] HOECHST DO BRASIL [b]. *Produtos para Substituição de Frijon 11 e Frijon 12 na Técnica de Refrigeração*, 1992b.
- [24] HOECHST DO BRASIL. *System Reclin 134a - Alternativo para o R12 na área de refrigeração*, 1994.
- [25] KRUEGER, M.; THIESSEN, M.R., DRIESSEN, J.I. & MEDEIROS, L.M. *Desempenho de um refrigerador operando com CFC-12 e HFC-134a*. Revista Abrava, nº 126, março / abril de 1992.
- [26] KRUSE, H. *European developments in substituting CFC and HCFC refrigerants*. CIAAR - Congresso Ibero-Americano de Ar condicionado e refrigeração. São Paulo, agosto de 1995.
- [27] LALLEMAND, M. & SARTRE V.. *Future developments for heat pumps and refrigerating machines in Europe*. Heat pumps for energy efficiency and environmental progress, Elsevier Science Publishers B. V. pp. 309-316, 1993.
- [28] LORENTZEN, G. *The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament*. Int. J. Refrig. - vol 18, nº 3, pp. 190-197, 1995.
- [29] MACAUDIÈRE, S. *Essais du R404a dans des applications de climatisation*. Rev. Gen. Froid, pp. 51-54, abril de 1995a.
- [30] MACAUDIÈRE, S. *Le R-404a: le dernier-né d'une nouvelle série de fluides frigorigènes*. Rev Gen Froid, pp. 39-44, março de 1995b.
- [31] MARIOTON, C. *Remplacement des R12, R500 et R502: comment choisir?*. Rev. Gen. Froid, pp. 47-50, abril de 1995.
- [32] MOLINA, M.J. & ROWLAND, F.S.. *Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozone*. Nature 249, pp. 810-812, 1974.
- [33] NOVAS, Paulo R. C. *Alternativa aos clorofluorcarbonos*. Hoechst do Brasil - São Paulo, Brasil. 1993
- [34] PEIXOTO, Roberto A.; VODIANITSKAIA, Paulo; PAIVA, Marco A.S. de & SILVARES, Otávio M. *A substituição dos CFCs e HCFCs e a indústria de refrigeração*. XII Congresso Brasileiro de Engenharia Mecânica - Brasília - Brasil, pp. 773-776, dezembro de 1993.
- [35] SPAUSCHUS, H.O., HENDERSON, D.R. et GRASSOFF, H. D. *Lubrificantes para frigorigênes hidrocarbonetos*. Rev. Gen. Froid. - pp. 18-21, novembro de 1994.
- [36] ZURER, Pamela. *CFC substitutes proven safe for ozone layer*. Chemical & Engineering News, pp. 5-6, 10 de janeiro de 1994.

ABSTRACT

After the discovery of the Ozone Depletion Potential (ODP) of the chlorofluorocarbons, the research for the substitutes became the main problem for the air-conditioning and refrigeration industry. The objective of this work is to show an up-to-date vision of the development situation of the working fluids in Brazil and in the world. Comments about the social and economic implications are made too.

SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR

P.M. B. Monteiro¹, A. Silveira Neto e O. S. Hernandez²

¹ DETEF/EM/UFOP, Praça Tiradentes 20, CEP 35400-000, Ouro Preto - MG.

² DEEME/CETEC/UFU, Campus Sta Mônica, CEP 38400-902, Uberlândia - MG.

RESUMO

Neste trabalho, apresenta-se os resultados de um modelo teórico para a simulação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Cada componente do sistema foi modelado através do ajuste de funções polinomiais a partir de dados experimentais. Após validar o modelo, fez-se a uma análise de sensibilidade utilizando-se o método de Monte Carlo e determinou-se as variáveis independentes de maior influência sobre variáveis dependentes de interesse. A partir do modelo matemático, funções polinomiais foram ajustadas para estas variáveis.

INTRODUÇÃO

Conforme se sabe, é considerável o consumo de energia elétrica para alimentação de sistemas de refrigeração e ar condicionado, tanto a nível residencial quanto industrial e comercial. Em virtude disto, desde que Jacob Perkins inventou a primeira máquina de compressão, em 1834, muitos estudos têm sido feitos visando desenvolver dispositivos cada vez mais eficientes na obtenção do efeito térmico desejado, isto é, utilizar-se o mínimo de energia para se obter o máximo de refrigeração.

Com o intuito de atuar neste campo de estudo, montou-se e instrumentou-se, no Laboratório de Energia e Dinâmica dos Fluidos do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, um sistema protótipo de refrigeração por compressão de vapor, que tem possibilitado a realização de diversos trabalhos.

No presente trabalho, partindo-se de dados experimentais adquiridos com o referido protótipo, modelou-se o sistema de refrigeração, utilizando-se o código computacional TRNSYS, versão 13.1. Após validá-lo, ensaiou-se o modelo em diversas condições de operação e, com os resultados obtidos, analisou-se, utilizando-se o Método Estatístico de Monte Carlo, a influência de cada uma das variáveis independentes do sistema sobre as diversas variáveis dependentes de interesse.

De acordo com os resultados desta análise de sensibilidade, estabeleceu-se, então, as funções de transferência das variáveis em questão. Com elas, poder-se-á, futuramente, definir estratégias de controle e detecção de falhas capazes de assegurar a operação do sistema em condições ótimas.

CONCEPÇÃO DO MODELO

O sistema de refrigeração protótipo utilizado encontra-se representado esquematicamente na figura 1. Ele é composto, fundamentalmente, por um conjunto motor-compressor, um condensador, um evaporador e uma válvula de expansão, tendo como fluido primário o R12 e como fluidos secundários a água no condensador e o ar no evaporador. A instalação foi totalmente instrumentada com medidores de temperatura e pressão na entrada e na saída dos principais componentes e medidores de vazão, velocidade do compressor, torque e potência elétrica do motor de acionamento.

O condensador e o evaporador foram modelados com base nas teorias da termodinâmica e nas hipóteses simplificadoras propostas por Peitsman & Nicholaas (1992) e Braun (1989), utilizando-se equações ajustadas a partir dos dados experimentais.

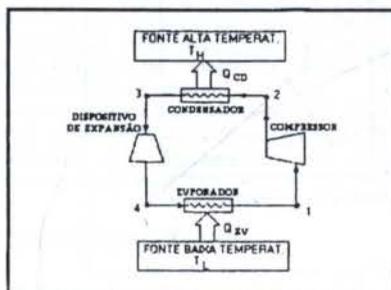


Figura 1: Sistema de refrigeração por compressão de vapor

O modelamento do compressor seguiu a mesma metodologia proposta por Wang (1991) e o modelamento da válvula de expansão obedeceu os mesmos critérios estabelecidos por JAMES (1987).

As perdas de pressão em cada trecho do sistema, bem como no interior de cada componente foram determinadas por meio da equação do orifício e equações de estado tiradas de MARTINS (1987). As perdas de calor ao longo das tubulações não foram consideradas uma vez que, na montagem, estas foram devidamente isoladas termicamente com revestimento tubular de polietileno expandido.

Feito o modelamento de cada componente do sistema, desenvolveu-se, para cada um deles, uma subrotina (type) a fim de se poder simulá-lo no TRNSYS e validar o modelo criado. Para tal, simulou-se o sistema e comparou-se os resultados obtidos com os valores experimentais correspondentes. A dispersão encontrada entre valores teóricos e experimentais foi da ordem de 5%. A título de exemplo, a comparação entre valores teóricos e experimentais para o COP real é mostrada na figura 2 e para a potência calorífica do condensador na figura 3.

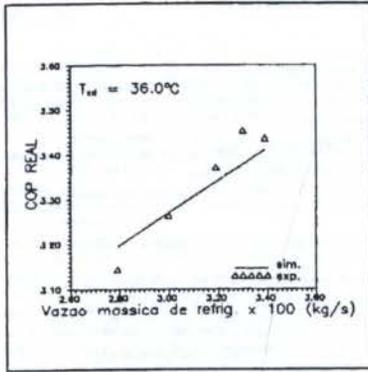


Figura 2: Coeficiente de performance real em função da vazão mássica de refrigerante para uma temperatura de condensação de 36.0 °C.

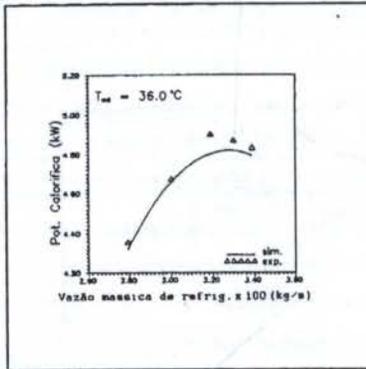


Figura 3: Potência calorífica do condensador em função da vazão mássica de refrigerante para uma temperatura de condensação de 36°C.

Pode-se verificar que o modelo matemático, embora simples, consegue representar com bastante fidelidade, o comportamento do sistema protótipo.

ANÁLISE DE SENSIBILIDADE

Uma vez validado o modelo matemático do sistema, ele pôde ser usado como uma espécie de "bancada numérica" com a qual foi possível, dentro da faixa em que a validação foi feita, ensaiá-lo nas mais diversas situações.

Assim, com os dados obtidos nestas simulações, por meio do método estatístico de Monte Carlo, determinou-se a sensibilidade de cada um dos parâmetros de interesse do sistema, a saber, o coeficiente de performance real (COP_r), a potência calorífica do condensador (Q_{cd}), e a potência frigorífica do evaporador (Q_{ev}), com relação a cada uma de suas variáveis independentes, isto é, vazão mássica (m_r) e temperatura de condensação (T_{cd}) do refrigerante, vazão mássica (m_a) e temperatura de entrada da água (T_a) no condensador, vazão mássica (m_a) e temperatura de entrada (T_a) do ar no evaporador. Empregou-se aqui a mesma metodologia utilizada por DUARTE (1994) em sua tese de doutorado.

Geometricamente, o método consiste em efetuar cortes em uma dada hipersuperfície e calcular os gradientes da mesma com relação a uma determinada variável do sistema, fixando-se as demais. Repetindo-se este procedimento em relação às outras variáveis, obtém-se, ao final, um conjunto de dados, denominado Matriz de Sensibilidade, cujos elementos são definidos pela Eq. (1), onde P_i é um parâmetro qualquer do sistema, função de várias variáveis, v_j e, Δv_j é o incremento da variável v_j.

$$S_{ij} = \frac{\partial P_i}{\partial v_j} = \frac{P_i(v_j + \Delta v_j) - P_i(v_j)}{\Delta v_j} \quad [1]$$

A regra de Brown e Dennis, DUARTE [1994], utilizada aqui para determinar Δv_j, estabelece que:

$$\Delta v_j = \min \{ |P_i(v_j)| \cdot \delta_j \} \quad [2]$$

onde:

$$\delta_j = 10^{-4} \text{ se } |v_j| \leq 10^{-2}$$

$$\delta_j = |v_j| \cdot 10^{-4} \text{ se } |v_j| \geq 10^{-2}$$

Para se montar a matriz de sensibilidade de uma determinada variável dependente, cria-se, dentro da faixa de operação do sistema, uma nuvem de pontos aleatórios, correspondentes a cada uma das variáveis independentes e simula-se o sistema para as diversas situações criadas. Utilizando-se, então, as duas equações precedentes, obtém-se cada um dos elementos da matriz de sensibilidade.

Uma vez obtida a matriz de sensibilidade, determina-se seus valores singulares com relação à variável em questão. O número de valores singulares diferentes de zero obtidos indica o número de variáveis independentes que a afetam mas não identifica quais são elas.

Adimensionalizando-se os elementos de cada coluna matriz e somando-os, tem-se o vetor de sensibilidade adimensional. Quanto maior a somatória dos valores absolutos de uma coluna com relação a das outras, maior a influência que a variável independente correspondente a ela tem sobre a variável dependente em questão. Caso algum elemento deste vetor seja nulo, significa que a variável independente associada a ele não afeta a variável que está sendo analisada.

Desta forma, determinando-se o grau de influência de cada variável independente sobre a variável dependente ou função, pode-se identificar quais aquelas que podem ser desprezadas sem afetar, significativamente, o resultado obtido, BECK e ARNOLD (1977). Desta forma é possível identificar as simplificações que podem ser introduzidas na obtenção de cada uma das funções de transferência procurada. A metodologia computacional empregada encontra-se em MONTEIRO (1994).

RESULTADOS

Com a análise de sensibilidade, determinou-se que, para este modelo, o coeficiente de performance real depende apenas da temperatura de condensação e da vazão mássica de refrigerante. Determinou-se também que a potência calorífica do condensador depende da temperatura de condensação, da vazão mássica da água e de sua temperatura de entrada no condensador e que a potência

refrigerante, da temperatura de condensação, da vazão mássica do ar e de sua temperatura de entrada no evaporador.

Partindo-se destes resultados, determinou-se, para cada um dos parâmetros de interesse, a função de transferência capaz de substituir o modelo desenvolvido, no estudo das estratégias de controle e detecção de falhas do sistema.

As três funções de transferência determinadas são apresentadas a seguir:

Coefficiente de performance real (COPr)

$$\text{COPr} = a m_r + b m_r^2 + c m_r t_{cd} + d t_{cd}^2 \quad [3]$$

onde:

$$a = 2.166 \times 10^2, b = -9.764 \times 10^1, c = 1.273 \times 10^1 \text{ and } d = -6.356 \times 10^1$$

Potência calorífica do condensador:

$$Q_{cd} = a t_{cd} + b m_w + c t_w + d m t_{cd} + e m_w t_w + f m_w^2 + g t_{cd}^2 + h m_w^3 \quad [4]$$

onde:

$$a = 5.545 \times 10^{-1}, b = 3.803 \times 10^1, c = -1.366 \times 10^1, d = 1.702, e = -1.865, f = -2.436 \times 10^2, g = 1.015 \times 10^{-3} \text{ e } h = 4.148 \times 10^2$$

Potência frigorífica do evaporador:

$$Q_{ev} = a m_r + b t_w + c m_r + d t_{cd} + e t_w^2 + f m_r^2 + g m_w^2 + h t_{cd}^2 + i m_r t_w + j m_r t_{cd} + k t_{cd}^3 + l m_r^3 \quad [5]$$

onde:

$$a = 4.988, b = 2.548, c = -1.558 \times 10^1, d = -3.09 \times 10^{-4}, e = 8.309 \times 10^{-2}, f = 5.352 \times 10^4, \text{ e } g = 3.705 \times 10^1$$

Nas três funções de transferência as variáveis independentes são: m_r , a vazão mássica de refrigerante; t_{cd} , a temperatura de condensação; m_w , a vazão mássica de água; t_w , a temperatura de entrada da água no condensador; m_a , a vazão mássica de ar e t_a , a temperatura de entrada do ar no evaporador.

Para validar cada uma destas funções de transferência, comparou-se os resultados obtidos através delas com aqueles fornecidos pelo modelo matemático operando nas mesmas condições. A figura 4 representa a comparação entre os valores do coeficiente de performance real em função da vazão mássica de refrigerante.

CONCLUSOES

Pela análise de sensibilidade, verificou-se que a vazão mássica de refrigerante é a variável que mais afeta o comportamento do sistema e, portanto, é o principal elemento a ser controlado visando-se sua operação em condições ótimas.

Considerando-se que as variações na vazão mássica de refrigerante provocadas pelas condições de operação da válvula de expansão são moderadas, aumentos mais significativos na eficiência do ciclo poderão ser obtidos introduzindo-se no sistema um controle da velocidade de rotação do compressor.

Verificou-se, com relação ao COPr, existir uma região de operação ótima, definida pela vazão mássica de refrigerante e pela temperatura de condensação, dentro da qual o sistema deve operar a fim de se obter o melhor desempenho possível. Esta conclusão induz ao fato de que

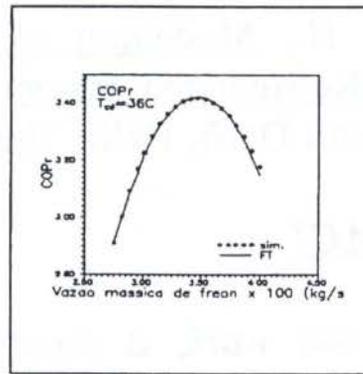


Figura 4: Comparação entre os resultados da simulação e os obtidos pela função de transferência para o COPr em função de m_r , para $t_c = 36.0^\circ\text{C}$.

especial atenção deva ser dada ao controle de vazão de refrigerante e à temperatura de condensação.

Quanto à quantidade de calor trocada entre o refrigerante e o ar no interior do evaporador, a análise de sensibilidade indica que a variável que mais influencia é a vazão mássica de ar. Porém, não foi possível, dentro da faixa analisada, estabelecer as condições de operação ótima para a potência frigorífica do sistema.

Com relação à potência calorífica, observou-se que não se atingiu uma região de operação ótima, dentro da faixa estudada. Contudo, a curva de iso-valores desta variável tende para um ponto de operação ideal.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BECK, J.V. & ARNOLD, K.J.; Parameters Estimation in Engineering and Science. New York, John Wiley, 1977.

BRAUN, J. E.; Methodologies for the Design and Control of Central Colling Plants. Ph.D. Thesis, University of Wisconsin-Madison, 1989, 225p..

DUARTE, M.A.V.; Modelos Dinâmicos de Estruturas com não Linearidades Concentradas. Tese de Doutorado, Fac. Engenharia Mecânica, UNICAMP, Campinas, 1994.

JAMES, K. A.; Dynamic Mathematical Modelling of Refrigeration System and Heat Pump. Ph.D. Thesis. Institute of Environmental Engineering, South Bank Polytechnic, London, ago. 1988, 277p..

MARTINS, P.M.; Modelamento Matemático de Bombas de Calor Água-Água Operando em Regime Permanente. Tese de mestrado, UFMG, Belo Horizonte, out. 1987, 104p..

MONTEIRO, P.M.B.; Simulação Numérica de um Sistema de Refrigeração por compressão de Vapor. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, 1994.

PEITSMAN, H & NICOLAAS, H.; Liquid Chilling System. International Energy Agency, Annex 14, Delft, The Netherlands, 1992.

WANG, H.; Modelling of a refrigerating System Coupled with a Refrigerated Room. Tese de doutorado, Technische Universiteit Delft, Delft, The Netherlands, 1991, 217p..

ABSTRACT

In this work, a theoretical model for a refrigerating system is presented. This model was based on experimental results. The results obtained with the model compares well with the experimental ones. A sensibility analysis was performed with the aid of a Monte Carlo method and the influence of each dependent variable was indentified. Polynomial functions were determined for the Coefficient of Performance, Condenser Capacity and Evaporator Capacity.

TERMODINÂMICA

A THERMODYNAMICALLY CONSISTENT MODEL FOR NONSATURATED STATIC MIXTURES

MARIA LAURA MARTINS COSTA and ROGÉRIO M. SALDANHA DA GAMA
Laboratório Nacional de Computação Científica - LNCX/CNPq
Rua Lauro Müller 455, 22290-160 Rio de Janeiro, Brasil

SUMMARY

In the present work the transient energy transfer in a nonsaturated porous medium is studied, using a mixture theory viewpoint. The porous medium is assumed homogeneous, rigid and isotropic. Both the fluid and the porous matrix are assumed static. Since the matrix is not saturated, gradients of concentration are present. The porous medium and the fluid will be regarded as continuous constituents of a mixture that will have also a third constituent, an inert gas, assumed with zero mass density and thermal conductivity. The problem is mathematically described by a set of two partial differential equations which represent the energy balance for the fluid and the solid constituents.

INTRODUCTION

This work studies the heat transfer process in a nonsaturated porous medium, a phenomenon strongly dependent on the saturation. A local model based on the continuum theory of mixtures is used to describe the heat transfer in a bidimensional static mixture. The mixture consists of a set of three overlapping continuous constituents: a rigid, homogeneous and isotropic porous medium, a newtonian incompressible fluid and a third constituent, which is included to account for the compressibility of the system as a whole. This third constituent is an inert gas with negligible inertia, thermal conductivity and specific heat.

The importance attached nowadays to problems that impact the energy self-sufficiency and the environmental state is sufficient to motivate the growing interest on transport phenomena in porous media. Among its countless practical applications, oil recovery process, geothermal energy extraction, groundwater flows, packed-bed reactors, storage of nuclear waste material and pollution movement, could be mentioned.

The multiplicity of problems that can occur in soil mechanics justifies the great diversity of works on this kind of porous matrix, either already published or in preparation. The majority of these mentioned works employs a continuum mechanics approach to describe the problem. However, a local description of phenomena involving heat transfer in porous media would require a considerable degree of complexity, since the interface between the solid and the fluid must be taken into account in order to impose convenient boundary conditions. An alternative approach is to use the continuum theory of mixtures to construct a thermodynamically consistent local model, by means of a systematic procedure.

A mixture theory simulation of the heat transfer in a porous matrix nonsaturated by a fluid considers the fluid (a liquid) and the solid (the porous matrix) as continuous constituents of a mixture, coincident in space and with distinct temperature fields, but interacting due to their thermal nonequilibrium. Since distinct temperature fields are allowed, a term, playing the role of an internal energy source, is required to account for the thermal interaction among the constituents.

The model employed generates a differential system of two energy equations, coupled by a temperature-dependent energy generation term. A transient problem in a bidimensional ge-

ometry is approximated by a finite-difference implicit method. The resulting system is solved by the Gauss-Seidel method.

MATHEMATICAL MODEL

Assuming a chemically nonreacting static mixture, only the energy balance must be taken into account for the solid and the fluid constituents. (No equation will be used to describe the behaviour of the gas constituent once that its presence is only for allowing changes in the liquid fraction.) The energy transfer is described by (Atkin and Craine, 1976; Martins-Costa et al., 1993):

$$\hat{\rho}_F c_F \frac{\partial T_F}{\partial t} = -\text{div} \mathbf{q}_F + q_F'' + \pi \quad (1)$$

$$\hat{\rho}_S c_S \frac{\partial T_S}{\partial t} = -\text{div} \mathbf{q}_S + q_S'' - \pi \quad (2)$$

in which $\hat{\rho}_F$ and $\hat{\rho}_S$ are the fluid and the solid constituents' mass density, c_F and c_S are the solid and the fluid specific heats, T_F and T_S are the fluid constituent and the solid constituent temperature fields, \mathbf{q}_F and \mathbf{q}_S are the partial conduction heat fluxes for the fluid and the solid constituents and, q_F'' and q_S'' , the fluid and solid constituents heat sources, are assumed zero.

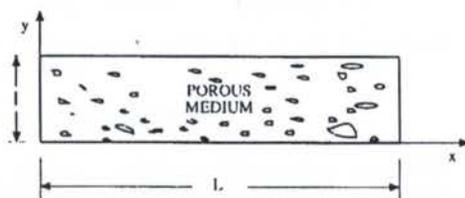


Figure 1. Problem Scheme

The field π , present in equations (1) and (2), is a temperature dependent source, which represents the energy transfer per unit time and unit volume, from the solid constituent to the fluid constituent, due to their local difference of temperature.

At this point it is convenient to introduce the definition of "saturation". Denoting by ρ_F the actual density of the liquid

(regarded as a single continuum) and by ε the porous medium porosity (constant), the saturation ψ is defined as follows:

$$\psi = \frac{\hat{\rho}_F}{\varepsilon \rho_F} \quad (3)$$

The partial heat fluxes for both the fluid and the solid constituents are given by (Martins-Costa et al., 1992):

$$\mathbf{q}_F = -\Lambda k_F \varepsilon \psi \text{grad} T_F \quad (4)$$

$$\mathbf{q}_S = -\Lambda k_S (1 - \varepsilon) \text{grad} T_S \quad (5)$$

in which Λ is a constant depending on the porous medium thermal properties and internal structure, k_F is the actual liquid thermal conductivity and k_S the actual solid thermal conductivity.

The following constitutive relation is assumed for the field π (Martins-Costa et al., 1992):

$$\pi = R\psi(T_S - T_F) \quad (6)$$

where R is assumed a constant.

Substituting the constitutive assumptions (4-6) and the saturation definition (3) in the energy balance equations (1-2):

$$\varepsilon \psi \rho_F c_F \frac{\partial T_F}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Lambda k_F \varepsilon \psi \frac{\partial T_F}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Lambda k_F \varepsilon \psi \frac{\partial T_F}{\partial y} \right] + \psi R(T_S - T_F) \quad (7)$$

$$(1 - \varepsilon) \rho_S c_S \frac{\partial T_S}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\Lambda k_S (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_S}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\Lambda k_S (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_S}{\partial y} \right] + \psi R(T_F - T_S) \quad (8)$$

where ρ_S is the actual density of the solid, such that $\hat{\rho}_S = (1 - \varepsilon)\rho_S$.

Defining the following dimensionless quantities:

$$\xi = \frac{x}{L} \quad \eta = \frac{y}{L} \quad \tau = \frac{t}{t_0} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \theta_F &= \frac{T_F}{T_0} & \theta_S &= \frac{T_S}{T_0} \\ \alpha_1 &= \frac{\Lambda k_F t_0}{\rho_F c_F L^2} & \alpha_2 &= \frac{R t_0}{\rho_F c_F \varepsilon} \\ \beta_1 &= \frac{\Lambda k_S t_0}{\rho_S c_S L^2} & \beta_2 &= \frac{R t_0}{\rho_S c_S (1 - \varepsilon)} \end{aligned} \quad (10)$$

in which T_0 is a reference temperature, t_0 is a reference time and L is a characteristic length. The nondimensional problem may be rewritten as:

$$\psi \frac{\partial \theta_F}{\partial \tau} = \alpha_1 \left\{ \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\psi \frac{\partial \theta_F}{\partial \xi} \right] + \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\psi \frac{\partial \theta_F}{\partial \eta} \right] \right\} + \alpha_2 \psi (\theta_S - \theta_F) \quad (11)$$

$$\psi \frac{\partial \theta_S}{\partial \tau} = \beta_1 \left\{ \frac{\partial^2 \theta_S}{\partial \xi^2} + \frac{\partial^2 \theta_S}{\partial \eta^2} \right\} + \beta_2 \psi (\theta_F - \theta_S) \quad (12)$$

in which $0 < \xi < 1$ and $0 < \eta < 1/l$.

In this work the following linear relation will be assumed for the saturation:

$$\psi = \psi_0 + (\psi_L - \psi_0)\xi \quad (13)$$

where ψ_0 and ψ_L are the constants such that $0 \leq \psi_0 \leq 1$ and $0 \leq \psi_L \leq 1$.

NUMERICAL SIMULATION

A finite difference scheme is employed to determine θ_F and θ_S at $\tau = \tau_{n+1}$, by solving the following discretized system:

$$\begin{aligned} \psi_{i,j} \frac{\theta_F^{n+1}{}_{ij} - \theta_F^n{}_{ij}}{\Delta \tau} \approx & \alpha_1 \left\{ \psi_{i+\frac{1}{2},j} \frac{\theta_F^{n+1}{}_{i+1,j} - \theta_F^{n+1}{}_{ij}}{\Delta \xi^2} - \psi_{i-\frac{1}{2},j} \frac{\theta_F^{n+1}{}_{ij} - \theta_F^{n+1}{}_{i-1,j}}{\Delta \xi^2} \right\} + \\ & \alpha_1 \left\{ \psi_{i,j+\frac{1}{2}} \frac{\theta_F^{n+1}{}_{i,j+1} - \theta_F^{n+1}{}_{ij}}{\Delta \eta^2} - \psi_{i,j-\frac{1}{2}} \frac{\theta_F^{n+1}{}_{ij} - \theta_F^{n+1}{}_{i,j-1}}{\Delta \eta^2} \right\} \\ & + \alpha_2 \psi_{ij} (\theta_S^{n+1}{}_{ij} - \theta_F^{n+1}{}_{ij}) \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\theta_S^{n+1}{}_{ij} - \theta_S^n{}_{ij}}{\Delta \tau} \approx & \beta_1 \left\{ \frac{\theta_S^{n+1}{}_{i+1,j} - 2\theta_S^{n+1}{}_{ij} + \theta_S^{n+1}{}_{i-1,j}}{\Delta \xi^2} \right\} + \\ & + \beta_1 \left\{ \frac{\theta_S^{n+1}{}_{i,j+1} - 2\theta_S^{n+1}{}_{ij} + \theta_S^{n+1}{}_{i,j-1}}{\Delta \eta^2} \right\} + \\ & \beta_2 \psi_{ij} (\theta_F^{n+1}{}_{ij} - \theta_S^{n+1}{}_{ij}) \end{aligned} \quad (15)$$

which is subject to the following initial conditions:

$$\theta_F(\xi, \eta) = 0 \quad \theta_S(\xi, \eta) = 0 \quad \text{at } \tau \leq 0 \quad (16)$$

and to the following boundary conditions at $\tau > 0$:

$$\theta_F(0, \eta) = 1 \quad \theta_S(0, \eta) = 0 \quad (17)$$

$$\theta_F(1, \eta) = 1 \quad \theta_S(1, \eta) = 0$$

$$\theta_F(\xi, 0) = 0 \quad \theta_S(\xi, 0) = 0 \quad (18)$$

$$\theta_F(\xi, l/L) = 0 \quad \theta_S(\xi, l/L) = 0$$

The resulting problem is solved by the Gauss-Seidel method.

NUMERICAL RESULTS

The temperature behaviour is illustrated by isovalues for the fluid (left column) and the solid (right column) constituents in Figures 2 to 8, for distinct values of the parameters α_1 , β_1 , α_2 and β_2 , defined in eq. (10). Except for Figure 3, where $\psi_0 = 0.1$ (defined in eq. (13)), $\psi_0 = 0.5$ for all cases.

The effect of the saturation on both constituents' temperatures is shown in Figures 2 and 3: as ψ_0 decreases the isovalues become less "symmetrical".

Comparing Figures 2 and 4 to 8, the effect of the parameters α_1 , α_2 , β_1 and β_2 may be analysed. The parameter α_1 (coefficient of the fluid constituent diffusive term) is made ten times greater in Figure 4 ($\alpha_1 = 1.50$) than in Figure 2 ($\alpha_1 = 0.15$). As α_1 increases both constituents temperatures' increase. The effect of α_2 , coefficient of the fluid constituent

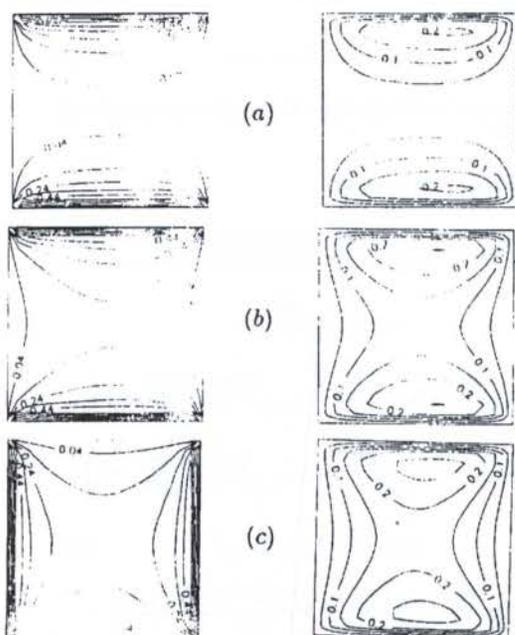


Figure 2. Temperature Isovalues for Solid and Fluid Constituents
 (a) $\tau = 100$, (b) $\tau = 300$, (c) $\tau = 1000$
 ($\alpha_1 = 0.15$, $\alpha_2 = 50.$, $\beta_1 = 0.60$, $\beta_2 = 150.$, $\psi_0 = 0.5$)

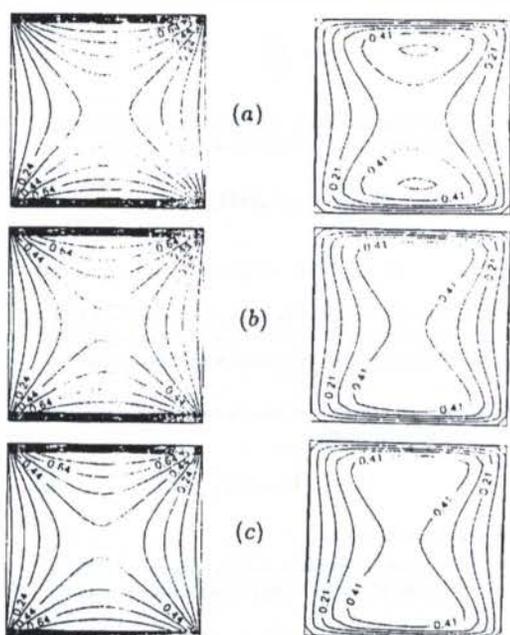


Figure 4. Temperature Isovalues for Solid and Fluid Constituents
 (a) $\tau = 100$, (b) $\tau = 300$, (c) $\tau = 1000$
 ($\alpha_1 = 1.50$, $\alpha_2 = 50.$, $\beta_1 = 0.60$, $\beta_2 = 150.$, $\psi_0 = 0.5$)

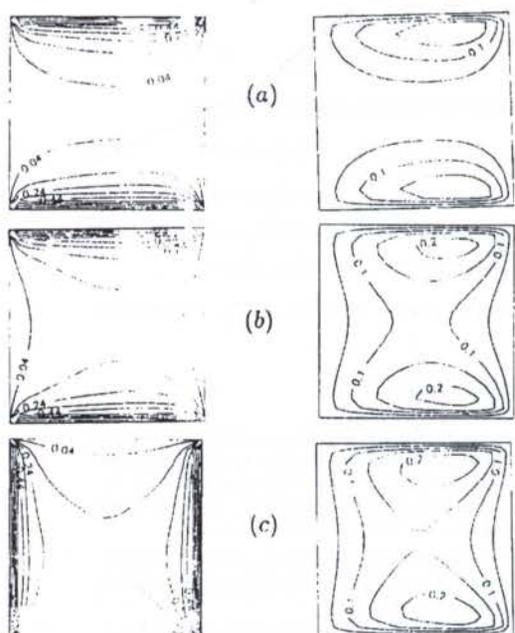


Figure 3. Temperature Isovalues for Solid and Fluid Constituents
 (a) $\tau = 100$, (b) $\tau = 300$, (c) $\tau = 1000$
 ($\alpha_1 = 0.15$, $\alpha_2 = 50.$, $\beta_1 = 0.60$, $\beta_2 = 150.$, $\psi_0 = 0.1$)

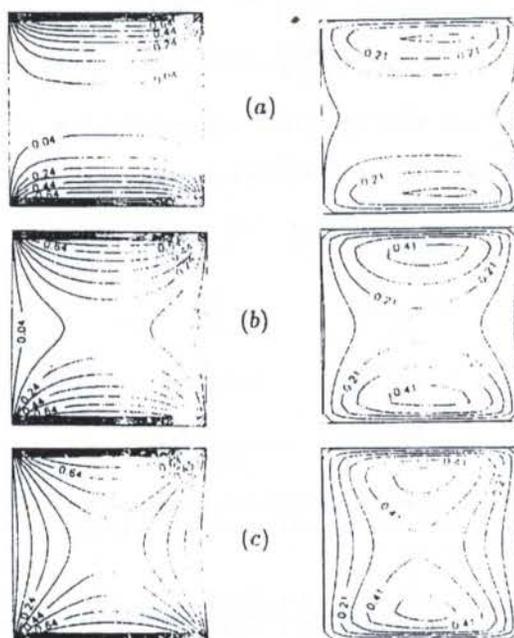


Figure 5. Temperature Isovalues for Solid and Fluid Constituents
 (a) $\tau = 100$, (b) $\tau = 300$, (c) $\tau = 1000$
 ($\alpha_1 = 0.15$, $\alpha_2 = 5.0$, $\beta_1 = 0.60$, $\beta_2 = 150.$, $\psi_0 = 0.5$)

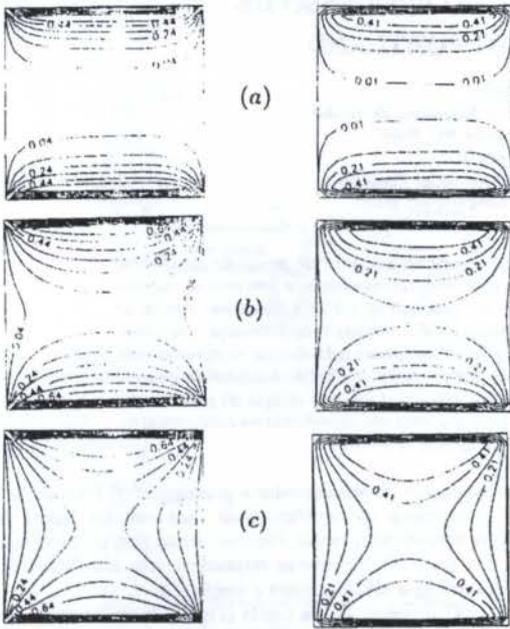


Figure 6. Temperature Isovalues for Solid and Fluid Constituents
 (a) $\tau = 100$, (b) $\tau = 300$, (c) $\tau = 1000$
 ($\alpha_1 = 0.15$, $\alpha_2 = 50.$, $\beta_1 = 0.06$, $\beta_2 = 150.$, $\psi_0 = 0.5$)

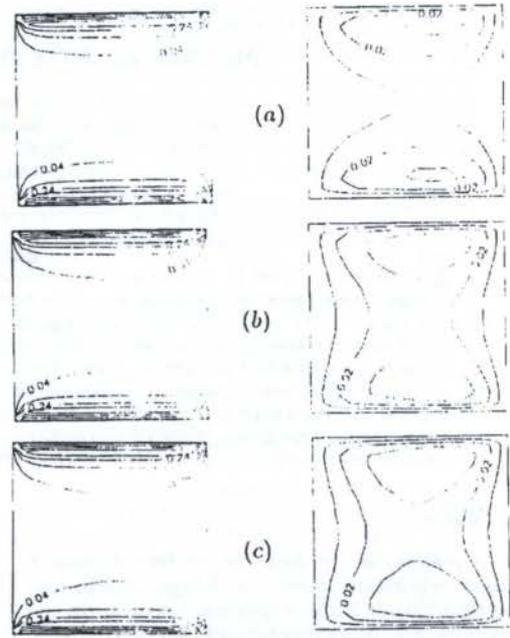


Figure 8. Temperature Isovalues for Solid and Fluid Constituents
 (a) $\tau = 100$, (b) $\tau = 300$, (c) $\tau = 1000$
 ($\alpha_1 = 0.15$, $\alpha_2 = 50.$, $\beta_1 = 0.60$, $\beta_2 = 15.$, $\psi_0 = 0.5$)

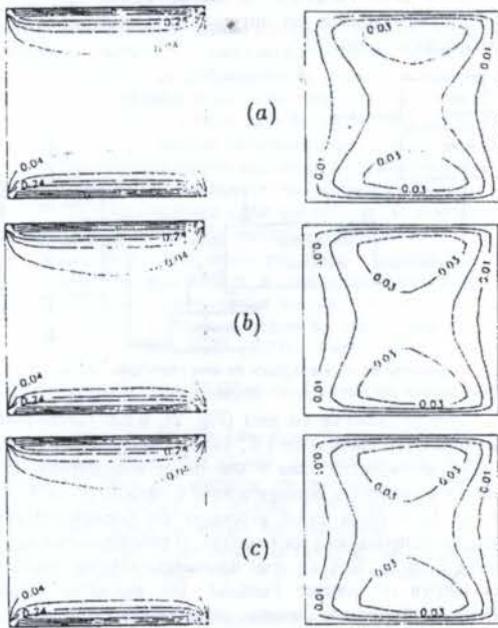


Figure 7. Temperature Isovalues for Solid and Fluid Constituents
 (a) $\tau = 100$, (b) $\tau = 300$, (c) $\tau = 1000$
 ($\alpha_1 = 0.15$, $\alpha_2 = 50.$, $\beta_1 = 6.0$, $\beta_2 = 150.$, $\psi_0 = 0.5$)

thermal interaction term, may be observed by comparing Figures 2 ($\alpha_2 = 50.$) to 5 ($\alpha_2 = 5.0$). A decrease in α_2 increases both constituents' temperatures. The influence of the solid constituent diffusive term coefficient, β_1 , is shown in Figures 6 ($\beta_1 = 0.06$), 2 ($\beta_1 = 0.60$) and 7 ($\beta_1 = 6.00$) together. As β_1 decreases both constituents' temperatures increase and the time dependence becomes weaker. The effect of β_2 , the solid constituent thermal interaction term, on fluid and solid temperatures may be analysed by comparing Figures 8 ($\beta_2 = 15.$) and 2 ($\beta_2 = 150.$). As β_2 increases, the temperatures also increase and the time dependence becomes stronger.

REFERENCES

- Atkin, R.J. and Craine, R.E., "Continuum theories of mixtures. Basic theory and historical development", *Quart. J. Mech. Appl. Math.*, Vol. 29, pp. 209-244, 1976.
- Martins-Costa, M. L., Sampaio, R. and Saldanha da Gama, R. M., "Modelling and Simulation of Energy Transfer in a Saturated Flow through a Porous Medium", *Appl. Math. Modelling*, Vol. 16, No. 11, pp. 589-597, 1992.
- Martins-Costa, M. L., Sampaio, R. and Saldanha da Gama, R. M., "On the Energy Balance for Continuous Mixtures", *Mech. Research Comm.*, Vol. 20, No. 1, pp. 53-58, 1993.
- Saldanha da Gama, R. M. and Sampaio, R., "A Model for the Flow of an Incompressible Newtonian Fluid Through a Nonsaturated Infinite Rigid Porous Medium", *Appl. Comput. Math.*, Vol. 6, No. 2, pp. 195-205, 1987.
- Williams, W. O., "Constitutive Equations for a Flow of an Incompressible Viscous Fluid Through a Porous Medium", *Quart. J. Appl. Math.*, Vol. 36, pp. 255-267, 1978.

ANÁLISE TERMOCÔNOMICA DO PROCESSO DE PRODUÇÃO DE CIMENTO PORTLAND

Rogério José da Silva

Depto de Mecânica - IEM - Escola Federal de Engenharia de Itajubá
Av. BPS, 1303 - Cep. 37500-000, Itajubá-MG, Brasil.

Sílvia Azucena Nebra

Depto de Energia - FEM - Universidade Estadual de Campinas
Caixa Postal 6122 - Cep. 13081-970, Campinas-SP, Brasil.

RESUMO

Este trabalho apresenta os resultados de uma análise termoeconômica do processo de produção de cimento Portland, comparando três tecnologias: o processo de via úmida com forno rotativo longo, o processo de via seca com forno rotativa dotado de preaquecedor de quatro estágios, e o processo de via seca com forno dotado de preaquecedor e precalcinação. Todos os estágios do processo de produção de cimento são considerados, tais como: o processo de extração e britagem de matérias-primas; a moagem e homogeneização do cru; o aquecimento, calcinação e finalmente a queima do clínquer em forno rotativo; e o processo de final de moagem do cimento Portland. O custo exergético da corrente do produto e a eficiência exergética de cada estágio do processo foi obtida. Os custos exergéticos obtidos por esta análise, reportam a exergia utilizada, introduzida em cada processo, sob a forma de energia elétrica e combustíveis, para produzir 1 kilograma de cimento.

INTRODUÇÃO

O processo de produção de cimento Portland é caracterizado pelo intensivo consumo de energia. A preparação das matérias-primas utilizadas no processo, apresenta um alto consumo de energia elétrica para britagem, moagem, homogeneização e transporte. Deste processo inicial de preparação resulta o cru, que é uma mistura dosada e finamente pulverizada de calcário, argila, areia e minério de ferro. Após a queima deste cru, no interior de fornos rotativos, nos quais o mesmo alcança temperaturas em torno de 1450°C, ocorre a formação do clínquer, principal composto utilizado na fabricação do cimento Portland. O processo de obtenção do clínquer em fornos rotativos, apresenta alto consumo de energia térmica, oriunda da queima de combustíveis diversos, dentre os quais se destacam: o óleo combustível, o carvão mineral e o gás natural. Finalmente, o clínquer é moído em moinhos que apresentam alto consumo de energia elétrica, juntamente com gesso e outras adições ativas, dando origem ao cimento Portland.

Em um trabalho anteriormente publicado pelos autores (Silva e Nebra, 1994) foi feita uma análise exergética da produção de clínquer, comparando-se os três principais processos utilizados atualmente pelo setor a nível mundial. Neste trabalho foi calculado a eficiência exergética, utilizando os conceitos de eficiência racional, definida por Kotas (1985).

Neste trabalho, usando os conceitos da teoria termoeconômica reportada por Valero et al. (1986), (1987) e outros trabalhos dos mesmos autores, é feita uma análise usando os dados de fluxos de exergia, sob a forma de energia elétrica e térmica (Silva, 1994), para cada uma das etapas de cada processo. Com este método é possível obter a quantidade de exergia necessária para obter-se um produto, em cada estágio. Conhecendo-se a exergia fornecida pelos combustíveis e a energia elétrica consumida nos processos tem-se o custo exergético por unidade de produto, ou seja, a exergia necessária para produzir um kilograma de cimento.

ESTRUTURA PRODUTIVA DE CADA TECNOLOGIA

Nas Figuras 1, 2, e 3, são apresentadas as etapas básicas da estrutura produtiva de cada uma das principais tecnologias, representando respectivamente: o processo de via úmida com forno longo, o processo de via seca com um forno rotativo dotado de preaquecedor de quatro estágios, e um forno

rotativo dotado de preaquecedor e precalcinação. Na Tabela 2 são apresentados os significados de cada um dos fluxos de exergia apresentados nestas Figuras, sendo que os caracteres (a), (b), (c) e (d), referem-se respectivamente aos fluxos de: sólidos, energia elétrica, gases e combustíveis.

O processo de via úmida (Fig. 1) inclui as etapas de moagem, mistura e homogeneização da pasta, sua queima em forno rotativo, resfriamento, moagem, transporte e armazenamento do clínquer. Os materiais que são introduzidos no forno rotativo de via úmida na forma de uma pasta, apresentam uma umidade em torno de 30 a 40%. As duas tecnologias mais utilizadas para a produção de clínquer por via seca, têm o seu processo subdividido além das etapas anteriormente citadas para o processo de via úmida, ou seja, em etapas intermediárias de preaquecimento em um caso, e preaquecimento e precalcinação no outro.

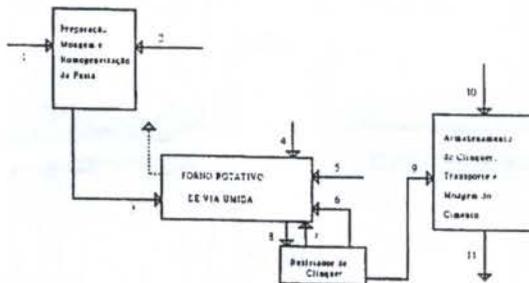


Figura 1 - Esquema da estrutura física de uma instalação de produção de cimento Portland por fábrica de via úmida.

No processo de via seca (Fig. 2), o cru obtido pode ter uma umidade máxima de 1%, sua homogeneização é feita em silos, normalmente com o uso de ar comprimido. Em seguida, a carga de cru homogeneizado é introduzida no forno rotativo, onde passa pelos processos de preaquecimento, calcinação, sinterização e resfriamento. O processo de moagem consome mais de 70% do total de energia elétrica utilizada numa fábrica de cimento Portland. Em modernos fornos rotativos de fábricas de cimento, os processos de preaquecimento e precalcinação são feitos em ciclones preaquecedores. Estes ciclones são de fato trocadores de calor gás-partículas, os quais recuperam o calor residual dos gases do forno para o aquecimento do cru, permitindo a realização parcial da reação endotérmica ($\text{CaCO}_3 \rightarrow \text{CaO} + \text{CO}_2$) numa fração do cru, quando temperaturas acima de 800°C são alcançadas. O

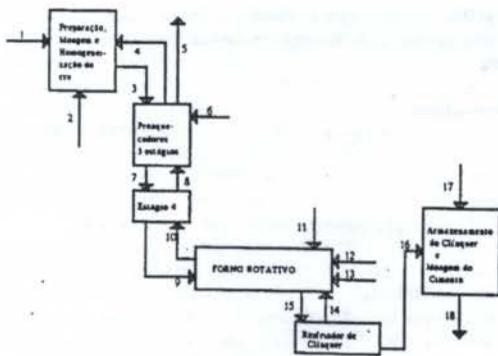


Figura 2 - Esquema da estrutura física do processo de via seca com forno rotativo dotado de preaquecedor de quatro estágios e resfriador de clínquer tipo grelhas.

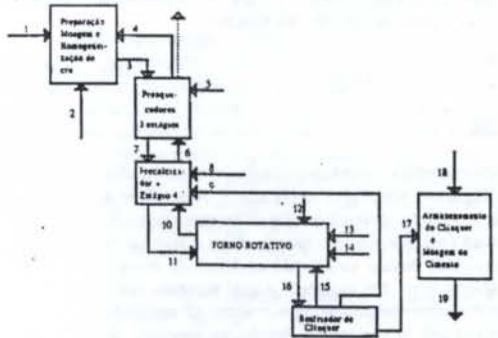


Figura 3 - Esquema da estrutura física do processo de via seca com forno rotativo dotado de preaquecedor e precalcificador com duto de ar terciário.

restante do processo de calcinação e as reações exotérmicas de clínquerização, ocorrem no interior do forno rotativo, bem como o início do processo de resfriamento do clínquer, o qual é finalizado num resfriador externo ao forno. No forno com precalcificador (Figura 3), a maior parte da reação de calcinação (90 a 95%) ocorre no interior deste equipamento, o qual tem uma reação sustentada pela queima secundária de combustível no seu interior (até 60% do combustível necessário ao processo). Neste caso, no forno ocorrem quase que somente, as reações de clínquerização e o início do resfriamento do clínquer.

Mais dados acerca destes processos: o consumo de energia elétrica em cada estágio, a composição química de carvão mineral (que é o combustível utilizado), da pasta e do cru, cinzas volantes e clínquer, podem ser encontrados nos trabalhos de Silva (1994), Duda (1977) e Weber (1963).

TEORIA TERMOECONÔMICA

Na utilização dos conceitos da teoria termoeconômica para análise de sistema energéticos, o primeiro passo é a subdivisão de todos os processos em estágios produtivos, chamados de subsistemas, e o segundo é identificar cada um dos fluxos que entram ou deixam estes subsistemas, classificando-os em: "FUEL", que seriam as fontes de exergia para aquele subsistema; "PRODUTO", o produto do subsistema; e as "PERDAS".

Assim, este trabalho apresenta os resultados de um balanço de energia e massa, considerando cada um dos fluxos, os quais representam o conteúdo de um fluxo de massa, de um fluxo de energia elétrica ou de exergia irreversivelmente perdida, seja através de transferência de calor para a atmosfera, reações químicas, combustão, etc. Assim, chamar-se-á de "FUEL", à diferença entre o conteúdo de exergia contido num

fluxo de massa, entre a entrada e saída de um subsistema (ou energia elétrica entrando neste), tendo parte de sua exergia transferida à outra corrente, considerada como um fluxo de "PRODUTO", o qual tem seu conteúdo exergético aumentado.

Na Tabela 1 são apresentados os subsistemas para um processo de via seca com forno rotativo dotado de preaquecedor de quatro estágios e precalcificador, definindo-se a partir da Figura 3, o que vem a ser "Fuel", "Produto" e "Perdas".

Tabela 1 - Definição de Fuel, Produto e Perdas no Forno Rotativo com Preactinador e Preaquecedor de Ciclones de Quatro Estágios.

i	Subsistema	Fuel (F)	Produto (P)	Perdas (L)
1	Prepar., moagem e homog. do cru	2+4	3-1	-
2	Preaquecedor (3 estágios)	6+5-4	7-3	-
3	Preactinador + 4º estágio	10+9+8-6	11-7	-
4	Forno Rotativo	15+14+13+12-10	16-11	-
5	Resfriador de Clínquer	16-17	15+9	-
6	Armaz., transp. e moagem do cimento	18	19-17	-
	PLANTA	2+5+8+12 +13+14+18	19-1	-

A moagem e homogeneização dos materiais (subsistema 1) utilizam energia elétrica para acionamento dos moinhos (a exergia correspondente é representada pelo fluxo 2, "fuel") e os gases quentes para a secagem do cru, cuja exergia é representada pelo fluxo 4 ("fuel"). Verifica-se em todos os casos, no fluxo de "produto", um aumento do conteúdo de exergia do cru, com a exceção do subsistema formado pelo resfriador de clínquer.

No preaquecedor, o calor oriundo dos gases quentes é transferido ao cru, e desta forma, o "fuel" é a diferença do conteúdo de exergia entre os gases na entrada (fluxo 6) e saída (fluxo 4), e o fluxo de "produto" é a diferença entre o conteúdo do cru na sua entrada (fluxo 3) e saída (fluxo 7), contudo, é utilizada energia elétrica para mover os exaustores do fornos (fluxo 5). A mesma situação se verifica no calcificador, subsistema que inclui o quarto estágio do preaquecedor de ciclones. Porém, neste caso, um queimador auxiliar é usado, o qual consome carvão mineral: a exergia do carvão mineral é representada pelo fluxo 8, e a exergia do fluxo de ar quente (ar terciário) usado na combustão pelo fluxo 9. No caso do forno rotativo a análise é similar, sendo o "fuel" representado pela exergia do carvão mineral (fluxo 14), do ar quente (fluxo 15), o ar atmosférico (fluxo 13), e a energia elétrica (fluxo 12), subtraindo destes a exergia dos gases efluentes do forno (fluxo 10).

No resfriador, a situação é justamente inversa: o "fuel" é a diferença no valor da exergia do clínquer (fluxo 16 - fluxo 17), o qual aquece o ar de combustão, sendo esta exergia cedida tomada como "produto" (fluxo 15 e 9).

O armazenamento, transporte, e moagem do clínquer consome somente energia elétrica (fluxo 18).

O terceiro passo da metodologia é formular um sistema de equações que permitam o cálculo do custo exergético de cada um dos fluxos do sistema. Para formular estas equações alguns critérios foram aplicados, sendo o mais importante o seguinte:

- o custo exergético de um fluxo (fuel ou produto) é igual à quantidade de exergia que é necessária para produzi-lo.

Por este caminho é possível realizar um balanço de custo exergético em cada um dos subsistemas, assumindo que os custos exergéticos das entradas são iguais à sua exergia, e que as perdas são consideradas como tendo custo exergético nulo.

Outro conceito utilizado é o do "custo exergético unitário" (B'), o qual é o custo exergético dividido pelo conteúdo exergético do fluxo.

A fim de se determinar as equações restantes do sistema, é necessário o uso de outro critério, no caso particular das junções e bifurcações das correntes, as quais são:

Tabelas 3, 4 e 5. As duas etapas que possuem baixa eficiência pela 2ª Lei, correspondem a equipamentos com processos dissipativos: moinhos e misturadores. Nas demais etapas incluem-se os efeitos da alta temperatura dos gases residuais, nos equipamentos onde ocorrem as reações químicas de calcinação e clínquerização, verificando-se nestes uma menor eficiência. No resfriador de clínquer pode-se melhorar a sua eficiência exergetica, trabalhando-se com menores diferenças de temperaturas entre os fluxos.

Na Tabela 6 são comparados os resultados finais relativos aos custos exergeticos unitários e a destruição de exergia em cada um dos processos considerados. A conclusão final mostra que: a tecnologia tende no sentido de aumentar ainda mais a subdivisão das etapas do processo de produção, visando melhorar o uso de energéticos, o que aumenta a eficiência exergetica dos diferentes processos, diminuindo o custo exergetico do produto final.

COMENTÁRIOS

Esta metodologia permite fazer um análise mais precisa de cada estágio de produção, verificando-se um aumento no custo exergetico de um produto através do processo produtivo. Assim, pode-se verificar como uma melhoria ou diminuição da performance de um dado equipamento de um sistema, contribui no consumo global de energia de uma instalação. Utilizando esta mesma metodologia, e computando-se valores econômicos, pode-se encontrar os custos econômicos que retratam o impacto de mudanças introduzidas no processo, no custo final de energia na produção.

REFERÊNCIAS

- DUDA, W.H.; "Manual Tecnológico del Cemento." Editores Técnicos Asociados, S.A.; Barcelona, Espana, 1977.
- KOTAS, T.J.; "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis." Butterworths, Great Britain, 1985.
- SILVA, R.J., and NEBRA, S.A.; "Comparative Exergetic Analysis of the Clinker Production Processes in the Cement Industry". Proceedings of the Florence World Energy Research Symposium (FLOWERS'94), Florence, Italy, 6-8 July, 1994, pp.951-958.
- SILVA, R.J.; "Análise Energética de Plantas de Produção de Cimento Portland." Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas-SP, Brasil, 1994.
- SZARGUT, J., MORRIS, D.R., STEWARD, F.R.; "Exergy Analysis of Thermal Chemical and Metallurgical Processes." Hemisphere Publishing Corporation, USA, 1988.
- VALERO, A.; LOZANO, M.A., MUÑOZ, M.; "A General Theory of Exergy Saving". ASME, WAM, AES-Vol.2.3, 1986, pp.1-21.
- VALERO, A.; GUALLAR, J.; MUÑOZ, M.; "The Exergetic Cost and Related Concepts. An Application to a Simple Cogeneration Plant." Second Law Analysis of Thermal Systems, ASME Book Ioo236, 1987, pp.123-130.
- WEBER, P.; "Heat Transfer in Rotary Kilns." Zement-Kalk-Gips, English Special Edition, Bauverlag GMBH, Germany, 1963.

Tabela 3 - Resultado do Cálculo da Eficiência e Custo Exergetico, nos Subistemas do Processo de Produção por Via Úmida.

VC	FUEL (F) [kg/kg clínquer]	PRODUTO (P) [kg/kg clínquer]	IRREV. (I) [kJ/kg clínquer]	η_B	k	δ	K^*_{Fi}	K^*_{Pi}
1	116,03	1,00	115,03	0,009	116,03	0,019	1,0000	116,080
2	6.343,13	1.697,29	4.648,84	0,268	3.737	0,751	1,7085	6,385
3	817,40	457,12	360,28	0,559	1,788	0,858	6,0573	10,831
4	182,87	1,00	181,87	0,005	182,87	0,029	1,0000	182,87
5	6.184,91	881,89	5.303,02	0,143	7,013	0,857	1,0000	7,013

Tabela 4 - Resultados do Cálculo da Eficiência e Custo Exergetico, nos Subistemas do Processo de Produção em Forno Rotativo com Praelcador e Praelquecedor de Quatro Estágios.

V.C.	FUEL(F) [kg/kg clínquer]	PRODUTO(P) [kg/kg clínquer]	IRREV. (I) [kJ/kg clínquer]	η_B	k	δ	K^*_{Fi}	K^*_{Pi}
1	336,42	15,20	321,22	0,045	22,133	0,879	1,000	34,330
2	1.252,77	530,09	722,68	0,423	2,363	0,178	1,603	3,788
3	483,53	372,22	111,31	0,770	1,299	0,027	1,692	2,199
4	2.445,88	765,58	1.680,30	0,313	3,195	0,413	1,692	5,407
5	847,53	621,03	246,50	0,716	1,397	0,061	4,138	5,781
6	170,07	1,55	168,52	0,009	169,723	0,041	1,000	169,723
7	4.067,64	817,11	3.250,53	0,201	4,978	0,799	1,000	4,978

Tabela 5 - Resultados do Cálculo de Eficiência e Custo, no Subistema de Produção para Forno com Praelcador e Praelquecedor.

VC	Fuel(F) [kg/kg clq]	Produ- to(P) [kg/kg clq]	Irrev.(I) [kJ/kg clq]	η_B	k	δ	K^*_{Fi}	K^*_{Pi}
1	318,81	18,82	299,99	0,06	16,94	0,06	1,32	22,43
2	1.101,42	447,45	653,97	0,41	2,46	0,18	1,67	4,10
3	1.482,54	865,08	617,46	0,58	1,71	0,17	1,70	2,92
4	1.090,38	487,48	602,90	0,45	2,24	0,17	1,97	4,41
5	977,86	296,85	681,01	0,30	3,29	0,19	3,58	6,23
6	170,07	1,52	168,55	0,01	111,89	0,05	1,00	111,89
7	3.603,23	842,49	2.760,74	0,23	4,28	0,77	1,00	4,28

Tabela 6 - Comparação dos Custos Exergeticos nos Processos de Produção do Cimento Portland.

Tipo de Processo	Forno Longo de Via Úmida	Forno c/ Praelquecedor	Forno c/ Praelcador
δ - Exergia Destruida	0,857	0,799	0,766
K^* - Custo Exergetico Unitário	6,232	4,305	3,746

ABSTRACT

This work presents the results of a thermoeconomic analysis in the Portland cement, production process, comparing three technologies: wet process with long rotary kiln, dry process with rotary kiln provided with preheater and precalciner. All the stages of cement production were considered: the extration and grinding of the limestone and clay; the milling and the homogenization of the raw mix, the heating, calcination and the burning of the clinker in the rotary kilns; and the end process of milling of the Portland cement. The exergetic cost of the stream product and the exergetic efficiency of each estage of the process was obtained. The exergetic cost obtained in this analysis are related exergy, introduced in each process, in the way of electric energy and fuels to product a kilogram of cement.

DETERMINAÇÃO DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS E DE TRANSPORTE DA ÁGUA

Marcelo Antônio Veloso

Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear CDTN-CNEN/MG
Caixa Postal 1941 Cidade Universitária Pampulha
30161-970 Belo Horizonte Minas Gerais

RESUMO

Este trabalho descreve a função ACQUA, uma rotina escrita na linguagem Fortran 77 para micro-computador, que se destina ao cálculo de propriedades termodinâmicas da água nas faixas de pressão e de temperatura de interesse industrial. As propriedades - pressão, temperatura, volume específico, entropia, entalpia, calor específico, viscosidade, condutividade térmica e tensão superficial - são determinadas com formulações reconhecidas pela IAPS. A função ACQUA reproduz valores apresentados nas tabelas de vapor de uso corrente e poderia ser útil àqueles que lidam com simulações analíticas que requerem o conhecimento das propriedades da água.

INTRODUÇÃO

Dois formulações para a determinação das propriedades termodinâmicas da água leve têm sido reconhecidas e recomendadas pela Associação Internacional para as Propriedades do Vapor (*International Association for the Properties of Steam - IAPS*). IAPS é uma organização internacional sem fins lucrativos, com mais de 65 anos de existência, cujos objetivos são formular e padronizar dados e coordenar novas pesquisas sobre a água, vapor e soluções aquosas, tendo em vista a aplicação científica e industrial. Uma visão geral do atual estágio de conhecimento sobre as propriedades termodinâmicas da água é dada nos trabalhos apresentados na 11ª Conferência Internacional sobre Propriedades do Vapor, realizada em Praga em 1989. Esses trabalhos foram reunidos e publicados por Pichal e Sifner (1990).

A primeira das formulações, denominada Formulação de 1967 do IFC (*International Formulation Committee*) para Uso Industrial, utilizada na geração das bem-conhecidas tabelas de vapor 1967 *ASME Steam Tables* (Meyer et al. 1968) e *Properties of Water and Steam in SI-Units* (Schmidt 1981), constitui ainda hoje a base de inúmeros programas de computador usados em simulações termo-hidrodinâmicas da engenharia industrial. A segunda formulação, referida como Formulação de 1984 da IAPS para as Propriedades da Substância Água Comum para Uso Científico e Industrial, publicada por Haar et al. (1984), sintetiza os resultados das mais recentes investigações acerca das propriedades da água.

A formulação de 1967 compreende várias subformulações aplicáveis a sub-regiões delimitadas por intervalos definidos de pressão e temperatura. As variáveis independentes das subformulações são o par pressão e temperatura e o par volume específico e temperatura. Nas sub-regiões de interesse industrial, a formulação é expressa por relações que descrevem as funções de Gibbs do líquido e do vapor, de modo que as propriedades são determinadas em termos da pressão e da temperatura, que são as variáveis termodinâmicas independentes comumente encontradas em problemas da termo-fluidodinâmica. A formulação inclui uma relação para a linha de saturação.

A formulação de 1984 é expressa por uma única função de Helmholtz que descreve as propriedades em termos da densidade (ou volume específico) e da temperatura. A função tem um número relativamente reduzido de coeficientes, é contínua em todas as suas derivadas e se aplica ao intervalo de pressão de 0 a 30.000 bar e ao intervalo de temperatura de 260 a 2.500 K.

A determinação das propriedades em função da pressão e da temperatura com a formulação de 1984 requer a utilização de algoritmos iterativos que podem consumir substancial tempo de processamento, o que é indesejável quando se visa o uso desses algoritmos dentro de outros procedimentos iterativos ou

quando se deseja avaliar o desempenho de unidades térmicas em tempo real. Spencer e McClintock (1990) mostram que o tempo de execução dispendido na determinação, em computador de grande porte, da entalpia, entropia e pressão em função do volume específico e temperatura com formulação de 1984 é cerca de 1,6 vezes o tempo requerido na determinação da entalpia, entropia e volume específico em função da pressão e temperatura com a formulação de 1967.

Compatibilizar simplicidade, precisão e tolerável tempo de processamento não é uma tarefa simples quando se propõe a desenvolver rotinas computacionais para o cálculo de propriedades termodinâmicas. A alternativa que geralmente se adota é a utilização de formulações simplificadas, mesmo que isso venha acarretar perdas previsíveis na precisão dos resultados e restrições nos intervalos de aplicação das formulações. Por estas razões, a formulação de 1967 continua sendo utilizada e se mantém reconhecida pela IAPS como uma teoria aceitável à aplicação industrial.

A função ACQUA, escrita na linguagem Fortran 77 para microcomputadores do tipo IBM-PC, destina-se ao cálculo de propriedades termodinâmicas da água nos estados líquido e de vapor, nas faixas de pressão e de temperatura de interesse de várias áreas da engenharia industrial.

As propriedades calculadas pela função ACQUA incluem a pressão, temperatura, volume específico, entropia específica, entalpia específica, calor específico isobárico, viscosidade dinâmica, condutividade térmica e tensão superficial. Estas propriedades podem ser determinadas em função dos seguintes pares de variáveis independentes: (pressão, temperatura), (pressão, volume específico), (pressão, entropia específica), (pressão, entalpia específica), (temperatura, volume específico), (temperatura, entropia específica) e (temperatura, entalpia específica). As propriedades saturadas são calculadas em função da pressão ou da temperatura de saturação.

O volume específico, entropia específica, entalpia específica e calor específico isobárico são determinados com a formulação de 1967 do IFC. A viscosidade dinâmica, condutividade térmica e tensão superficial são obtidas de relações reconhecidas pela IAPS.

FORMULAÇÃO DE 1967 DO IFC

Na formulação preparada pelo IFC, as relações que descrevem as propriedades termodinâmicas da água são aplicáveis à região delimitada pela faixa de temperatura de 0,01°C a 800°C e pela faixa de pressão da pressão zero a 1000 bar. Esta região é dividida em seis sub-regiões, como ilustra o diagrama p-t da Figura 1. As sub-regiões 1 e 4 correspondem ao estado líquido, e as sub-regiões 2 e 3 correspondem ao estado de vapor. As sub-regiões 5 e 6 referem-se aos estados conjugados de saturação, nos quais as fases líquida e de vapor coexistem em equilíbrio. A função $p_K(t)$, chamada de função K,

representa a linha de saturação; e a função $p_K(t)$, denominada função L, descreve o contorno entre as sub-regiões 2 e 3. Deve-se notar que o gráfico mostrado na figura está fora de escala.

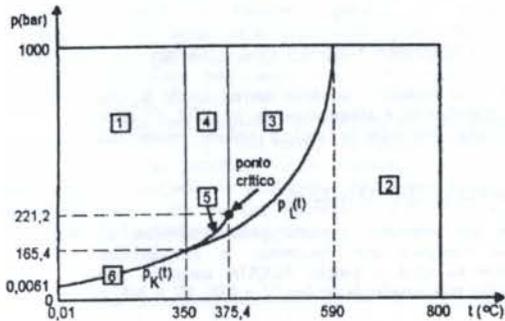


Figura 1: Sub-regiões do IFC

As relações termodinâmicas propostas pelo IFC para as sub-regiões 1 e 2 têm a pressão e a temperatura como variáveis independentes. Nas sub-regiões 3 e 4 as variáveis independentes são o volume específico e a temperatura. Esta mudança na forma do relacionamento entre as variáveis termodinâmicas, associada à descontinuidade nos contornos das sub-regiões e à complexidade das equações que descrevem as propriedades, dificulta sobremaneira o desenvolvimento de uma rotina computacional simples capaz de prever as propriedades termodinâmicas nas várias sub-regiões. Por razões computacionais, portanto, somente as sub-regiões 1, 2 e 6 encontram-se programadas na função ACQUA. Assim, a função é aplicável aos seguintes intervalos de pressão e de temperatura:

Sub-região 1 (líquido)

$$p_s \leq p \leq 1000 \text{ bar e } 0,01^\circ\text{C} \leq t \leq 350^\circ\text{C}$$

Sub-região 2 (vapor)

$$0,006112 \text{ bar} \leq p \leq p_{\text{max}} \text{ e } 0,01^\circ\text{C} \leq t \leq 800^\circ\text{C}$$

onde p_{max} é igual ao mínimo de $(p_s, p_L, 1000 \text{ bar})$, $p_s = p_K(t)$ é a pressão de vapor correspondente à temperatura t , e p_L é a pressão ao longo da linha de contorno entre as sub-regiões 2 e 3. Os limites inferiores de pressão e de temperatura referem-se aos valores destas variáveis no ponto triplice.

Em razão da limitação de espaço, as relações utilizadas no desenvolvimento da função ACQUA não são apresentadas neste trabalho. As equações que descrevem as propriedades termodinâmicas conforme a formulação de 1967 do IFC podem ser encontradas em apêndices nas tabelas de vapor preparadas por Meyer et al. (1968) e Schmidt (1981). As equações usadas na determinação da viscosidade dinâmica, condutividade térmica e tensão superficial são descritas por Schmidt (1981) e em publicações oficiais da IAPS (1975, 1976 e 1977).

PROCEDIMENTO NUMÉRICO

A formulação de 1967 do IFC para as sub-regiões 1 e 2 expressa as propriedades termodinâmicas - volume específico, entropia específica e entalpia específica - em função da pressão e da temperatura. Portanto, considerando-se a pressão e a temperatura como variáveis independentes, os valores das propriedades mencionadas são obtidos por substituição direta. Por outro lado, se a pressão juntamente com o volume específico, entropia específica ou entalpia específica constituem o par de variáveis independentes, a obtenção do valor da temperatura requer a utilização de método numérico iterativo. Similarmente, um procedimento iterativo é também necessário para se obter o valor da pressão quando a temperatura juntamente com o volume específico, entropia específica ou entalpia específica constituem o par de variáveis independentes.

Considerando-se a pressão p e a variável termodinâmica x (volume específico, entropia específica ou entalpia específica) como um par de variáveis independentes, a determinação da temperatura requer a solução de

$$F(t) = x - f(p, t) = 0,$$

onde $f(p, t)$ é a relação funcional da variável x . Analogamente, quando se tem t e x como variáveis independentes, a pressão é obtida de

$$F(p) = x - f(p, t) = 0.$$

Na função ACQUA, o cálculo de t ou p nestas equações é efetuado com o método iterativo de Brent (1971) para determinação de raízes de equações, implementado com um esquema de interpolação hiperbólica. As tolerâncias de convergência da pressão e da temperatura foram fixadas como 10^{-3} bar e 10^{-30} °C, respectivamente. Seguindo a determinação iterativa da pressão ou da temperatura, o cálculo das propriedades desconhecidas é feito por substituição do par (p, t) nas equações correspondentes às propriedades.

A avaliação das propriedades ao longo da linha de saturação (sub-região 6) requer a especificação de apenas uma variável independente, qual seja, a pressão ou a temperatura. A função K, representada na Figura 1, expressa a pressão de saturação, p_s , em função da temperatura de saturação, t_s . A pressão de saturação correspondente a uma dada temperatura pode ser obtida por substituição direta do valor da temperatura na função K. O método iterativo de Newton-Raphson aplicado à função K é usado para se determinar a temperatura de saturação correspondente a uma dada pressão. Nesse procedimento iterativo, a temperatura de saturação é calculada com uma tolerância de 10^{-100} °C. Por fim, substituindo-se o par (p_s, t_s) nas equações para as sub-regiões 1 e 2, obtêm-se as propriedades do líquido e do vapor na linha de saturação.

DESCRIÇÃO DA FUNÇÃO ACQUA

A função ACQUA é definida pelo comando Fortran

FUNCTION ACQUA(IV,V1,V2,Q,LO,IERROR)

onde IV, V1, V2 e LO são argumentos de entrada; Q e IERROR são argumentos de saída. De forma resumida, estes argumentos têm os seguintes significados:

- IV - Índice das propriedades.
- V1, V2 - Variáveis independentes.
- Q - Vetor das propriedades, de dimensão Q(9).
- LO - Unidade lógica do arquivo de saída.
- IERROR - Indicador de erros na função.

O argumento inteiro IV é constituído de três dígitos sob a forma IJK: IV = IJK (positivo) para o líquido e IV = -IJK (negativo) para o vapor. Os dígitos I, J e K são definidos a seguir:

- I - Índice de identificação da primeira variável independente.
 - = 1, V1 é pressão.
 - = 2, V1 é temperatura.
- J - Índice de identificação da segunda variável independente. O dígito J não pode ser igual ao dígito I.
 - = 0, as propriedades são calculadas na linha de saturação como função de V1. Neste caso, a variável V2 não é utilizada e pode ser feita igual a zero.
 - = 1, V2 é pressão.
 - = 2, V2 é temperatura.
 - = 3, V2 é volume específico.
 - = 4, V2 é entropia específica.
 - = 5, V2 é entalpia específica.

K - Índice de identificação das propriedades a serem calculadas. Excetuando-se $J = K = 0$, o dígito K não pode ser igual aos dígitos I e J.

- = 0, se todas as propriedades serão calculadas. As variáveis de entrada V1 e V2 e as propriedades calculadas retornam armazenadas no vetor Q.
- = 1, retorna a pressão como valor da função.
- = 2, retorna a temperatura como valor da função.
- = 3, retorna volume específico como valor da função.
- = 4, retorna entropia como valor da função.
- = 5, retorna entalpia como valor da função.
- = 6, retorna calor específico como valor da função.
- = 7, retorna viscosidade como valor da função.
- = 8, retorna condutividade como valor da função.
- = 9, retorna tensão superficial como valor da função.

À saída, as variáveis de entrada V1 e V2 e as propriedades calculadas são armazenadas no vetor Q de acordo com a seqüência apresentada a seguir, onde se inclui a definição das unidades das propriedades à entrada e à saída da função:

- Q(1) = pressão, bar
- Q(2) = temperatura, °C
- Q(3) = volume específico, m^3/kg
- Q(4) = entropia específica, $J/kg.K$
- Q(5) = entalpia específica, J/kg
- Q(6) = calor específico isobárico, $J/kg.K$
- Q(7) = viscosidade dinâmica, $kg/m.s$
- Q(8) = condutividade térmica, $W/m.K$
- Q(9) = tensão superficial, N/m

O argumento inteiro LO é o número da unidade lógica associada ao arquivo de saída especificado pelo usuário através do comando OPEN. À saída, esse arquivo poderá conter mensagens acerca de anormalidades ocorridas na função.

O argumento inteiro IERROR retornará com um dos seguintes valores:

- IERROR = 0, se nenhuma anormalidade foi detectada.
- IERROR = 1, índice de propriedades IV é inválido.
- IERROR = 2, pressão fora da faixa de validade.
- IERROR = 3, temperatura fora da faixa de validade.
- IERROR = 4, falha nos procedimentos iterativos.

O valor de uma propriedade é atribuído ao nome simbólico ACQUA somente se $K \neq 0$. Neste caso, ACQUA recebe o mesmo valor atribuído a Q(K), ou seja, $ACQUA = Q(K)$.

Se a função é referenciada, por exemplo, sob a forma

$$X = ACQUA(I,P,T,PROP,L,I,ER),$$

os valores inicialmente atribuídos aos nome simbólicos I, P, T e L (que correspondem respectivamente aos argumentos IV, V1, V2 e LO) não são alterados durante a execução da função. O mesmo não acontece com os valores atribuídos aos nome simbólicos PROP e IER, correspondentes aos argumentos Q e IERROR.

A seguir, como ilustração, são apresentados três exemplos de chamadas à função ACQUA.

Exemplo 1

$$H = ACQUA(125, 100.0, 200.0, Q, 6, IERROR)$$

Determina-se a entalpia específica da água no estado líquido à pressão de 100,0 bar e à temperatura de 200,0°C. A entalpia específica, em J/kg , retorna como valor da função. À saída, as variáveis Q(1), Q(2) e Q(5) conterão os valores da pressão, da temperatura e da entalpia específica, respectivamente. A unidade lógica n° 6 está associada ao arquivo de saída. O argumento IERROR retornará certamente igual a zero, indicando que o cálculo foi realizado com sucesso.

Exemplo 2

$$X = ACQUA(-240, 500.0, 6284.3, Q, 6, IERROR)$$

São calculadas as propriedades do vapor à temperatura de 500,0°C e entropia específica de 6284,3 $J/kg.K$. O estado de vapor é indicado pelo sinal menos. As propriedades retornam

armazenadas no vetor Q conforme a seqüência descrita anteriormente nesta seção. Neste exemplo, como $K = 0$, o valor atribuído ao nome simbólico ACQUA é irrelevante.

Exemplo 3

$$CPF = ACQUA(206, 100.0, 0.0, Q, 6, IERROR)$$

Calcula-se o calor específico isobárico no estado de líquido saturado correspondente à temperatura de 100,0°C. O calor específico retorna como valor da função e também armazenado em Q(6).

LIMITAÇÕES DA FUNÇÃO ACQUA

Além das restrições impostas pelos intervalos de validade das equações que descrevem as propriedades termodinâmicas da água, a função ACQUA apresenta três outras limitações relacionadas às opções IV = 13K, IV = 24K e IV = 25K.

Limitação da opção IV = 13K

Esta opção permite a determinação das propriedades do líquido em função da pressão e do volume específico. A temperatura t , necessária à constituição do par (p,t) , a partir do qual as demais propriedades são calculadas, é obtida como solução da equação transcendente $F(t) = v - v(p,t) = 0$. Para cada par (p,v) , esta equação apresenta duas raízes na faixa de temperatura da sub-região I, estando a primeira raiz no intervalo $0^\circ C < t < 5^\circ C$. Para assegurar que $F(t)$ tenha uma única raiz, este intervalo é descartado na função ACQUA. Portanto, em se utilizando esta opção, as temperaturas previstas por ACQUA estarão no intervalo $5^\circ C \leq t \leq 350^\circ C$.

Limitação da opção IV = 24K

Com esta opção, a função ACQUA calcula as propriedades do líquido em função da temperatura e da entropia específica. Sendo dados t e s , a pressão pode ser obtida resolvendo-se a equação transcendente $F(p) = s - s(p,t) = 0$, que poderá ter duas raízes se a temperatura estiver compreendida entre $0^\circ C$ e $4,687^\circ C$. Para se evitar a duplicidade de raízes, o intervalo de temperatura nesta opção foi estabelecido como $4,687^\circ C \leq t \leq 350^\circ C$. A especificação de temperaturas fora deste intervalo causará a interrupção dos cálculos e uma mensagem de erro constará no arquivo de saída.

Limitação da opção IV = 25K

Esta opção permite calcular as propriedades do líquido em função da temperatura e da entalpia específica. A pressão é obtida como solução da equação $F(p) = h - h(p,t)$. Esta equação, dependendo do valor da entalpia específica, pode ter uma ou duas raízes no intervalo $247,759^\circ C \leq t \leq 335,322^\circ C$. No caso da existência de duas raízes distintas para um dado par (t,h) , a função determina somente a pressão compreendida entre a pressão de saturação à temperatura t , $p_s(t)$, e a pressão, $p(t)$, dada pela expressão

$$p(t) = p_c(420340,0296 b^7 + 485114,8955 b^6 + 243112,1890 b^5 + 69185,81749 b^4 + 12165,46517 b^3 + 1330,986803 b^2 + 111,0930995 b + 8,360862988),$$

onde $b = \ln(T/T_c)$, e p_c e T_c são a pressão e a temperatura do ponto crítico, respectivamente. As pressões $p_s(t)$ e $p(t)$ encontram-se representadas graficamente na Figura 2. O polinômio acima relaciona os pares (p,t) para os quais a entalpia $h(p,t=const.)$ é mínima, ou seja, $(\partial h/\partial p)_t = 0$. Se a pressão calculada pela função ACQUA é maior que pressão dada pelo polinômio, então $F(p) = 0$ tem uma única raiz no intervalo $247,759^\circ C \leq t \leq 335,322^\circ C$. Recomenda-se muito cuidado na utilização desta opção no intervalo de temperatura mencionado. A função não emite qualquer mensagem de advertência acerca da existência da segunda raiz.

CONCLUSÕES

A função ACQUA fundamenta-se nas relações aplicáveis às sub-regiões 1, 2 e 6 propostas pelo IFC. Conseqüentemente, a função reproduz os valores das propriedades da água para estas sub-regiões descritos nas tabelas de uso corrente, como "1967 ASME Steam Tables" e "Properties of Water and Steam in SI-Units", elaboradas à luz da formulação de 1967 do IFC.

Não obstante limitada às sub-regiões mencionadas, a função ACQUA cobre – em termos de faixas de pressão e de temperatura, e de combinações de variáveis independentes – uma ampla variedade de problemas das áreas da engenharia industrial, nas quais se faz necessária a determinação das propriedades termofísicas da água.

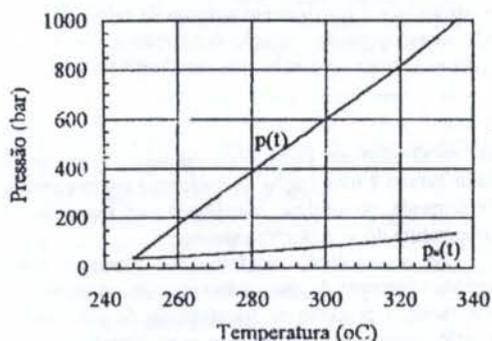


Figura 2: Pressões $p_s(t)$ e $p(t)$

REFERÊNCIAS

- Brent, R.P., "An Algorithm with Guaranteed Convergence for Finding a Zero of a Function", The Computer Journal, Vol. 14, No.4, pp. 422-425, 1971.
- Haar, L. et al., "NBS/NRC Steam Tables", Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1984.

- International Association for the Properties of Steam (IAPS), "Release on Dynamic Viscosity of Water Substance", National Bureau of Standards, Washington, D.C., 1975.
- International Association for the Properties of Steam (IAPS), "Release on Surface Tension of Water Substance", National Bureau of Standards, Washington, D.C., 1976.
- International Association for the Properties of Steam (IAPS), "Release on Thermal Conductivity of Water Substance", National Bureau of Standards, Washington, D.C., 1977.
- Meyer, C.A. et al., "1967 ASME Steam Tables", The American Society of Mechanical Engineering, New York, 1968.
- Pichal M. e Sifner, O., "Properties of Water and Steam", Hemisphere Publishing Corporation, New York, 1990.
- Schmidt, E., "Properties of Water and Steam in SI-Units", Springer-Verlag, München, 1981.
- Spencer, R.C. e McClintock, R.B., "Steam Properties Formulations in Industrial Calculations", In: Pichal M. e Sifner, O., "Properties of Water and Steam", Hemisphere Publishing Corporation, New York, pp. 263-270, 1990.

ABSTRACT

This work describes the ACQUA function, a computing routine written in Fortran 77 language for Personal Computer, which is designed to calculate thermophysical properties of water and steam in the pressure and temperature ranges of industrial interest. The properties – pressure, temperature, specific volume, entropy, enthalpy, isobaric specific heat, dynamic viscosity, thermal conductivity and surface tension – are determined with formulations recognized by the International Association for the Properties of Steam. The ACQUA function reproduces property values presented in steam tables of worldwide use and should be useful to those who deal with analytical simulations that require the knowledge of water properties.

Estimativas da Transferência de Calor para o Solo em Túneis de Sistemas Metroviários

Eugênio S. Rosa

DE/FEM- UNICAMP - C.P. 6122, Campinas, SP. 13083-970

Fernando A. França

DE/FEM- UNICAMP - C.P. 6122, Campinas, SP. 13083-970

RESUMO

O trabalho mostra uma análise do efeito de condução de calor para o solo em túneis metroviários. O solo atua como um reservatório térmico e o processo é intrinsecamente transiente. O fenômeno é simulado numericamente utilizando-se um esquema de volumes finitos para a solução da equação de condução de calor em regime transiente unidimensional. Os resultados mostram que o resfriamento noturno da estrutura do túnel e solo circundante deve ser considerado na definição da estratégia de operação dos sistemas ativos de resfriamento. O efeito de sumidouro de calor exercido pela estrutura e solo influencia significativamente a distribuição da carga térmica gerada no complexo,

INTRODUÇÃO

A operação de complexos metroviários subterrâneos gera calor, resultante do movimento do material rodante, da dissipação dos equipamentos estacionários colocados em estações e túneis e da liberação intrínseca ao metabolismo dos usuários. Em um metrô como o da Cidade de São Paulo, onde a composição tem 6 vagões, transportando 2100 passageiros à velocidade média de 60 Km/h, os cálculos indicam uma potência dissipada no horário de pico de movimento de mais de 2 Megawatts [França & Rosa, 1994], em uma linha típica.

O calor dissipado nestes complexos metroviários subterrâneos é removido pelos sumidouros de calor, que se constituem em sistemas ativos e passivos. São ativos aqueles sistemas sujeitos a controle, como a *ventilação mecânica dos túneis e estações, com ar exterior e, em alguns casos, o condicionamento de ar em composições e em ambientes de estações*. Os sistemas passivos são a *movimentação do ar ambiente provocada pelo deslocamento dos trens, o denominado efeito pistão, e a condução de calor para o solo*.

Uma distribuição relativa característica entre sumidouros de calor em túneis de complexos metroviários [Rosa & França, 1993] mostra que 72% do calor total removido dos túneis resulta da ação da ventilação mecânica e do efeito pistão, enquanto que os restantes 28% são devidos à condução de calor para o solo. No caso específico dos túneis, a condução de calor para o solo tem grande importância devido à grande área superficial de troca. O processo consiste na transferência de calor entre o ar e a parede do túnel, e entre esta e o solo envolvente, com mecanismos associados de convecção e condução resultantes dos gradientes de temperatura existentes. O solo atua como um reservatório térmico e todo o processo é intrinsecamente transiente, resultado das variações diárias e sazonais da temperatura do ar insuflado e induzido - pelo efeito pistão - nos túneis.

Outra característica significativa deste processo de condução de calor para o solo resulta de sua contribuição para o estabelecimento de uma estratégia de controle operacional dos sistemas ativos de remoção de calor, atendendo princípios de conservação de energia e redução de custo operacional. A demanda de usuários em metrôs é normalmente reduzida no período noturno. Em vários complexos os serviços são, inclusi-

ve, paralizados em parte deste período. Nestas condições, o calor gerado é uma fração da dissipação em momentos de pico de demanda, ou inexistente, coincidindo com a redução natural da temperatura do ar ambiente externo.

Se a ventilação mecânica dos túneis é mantida nos períodos noturnos de dissipação reduzida, ou de paralisação de atividades, o processo de transferência de calor nos túneis se inverte, ocorrendo do solo para o ar mais frio nos túneis. O resultado desta inversão é uma maior capacidade de armazenamento de calor quando a operação do complexo se reinicia, dada a menor temperatura da estrutura de concreto do túnel e solo envolvente, decorrente do resfriamento noturno. Ressalta-se também que este resfriamento noturno pode ocorrer com custos operacionais reduzidos, se uma tarifa da energia elétrica diferenciada, utilizada na alimentação dos motores dos ventiladores, for aplicada.

O objetivo deste trabalho é então analisar a interrelação entre a condução de calor para o solo, enfocando o processo nos túneis de complexos metroviários, dada sua importância relativa, e a estratégia operacional do sistema ativo de ventilação mecânica para o controle de temperatura naqueles ambientes subterrâneos. Para tanto, arbitrar-se-á uma estratégia de controle de temperatura nos túneis baseada em um diferencial máximo entre as temperaturas médias no túnel e no ar ambiente externo, e o processo de transferência e acumulação de calor considerará a ocorrência ou não do resfriamento noturno de estruturas e solo circundante. Os túneis, como primeira aproximação serão considerados com área de seção transversal circular, e a equação de condução de calor radial unidimensional, em regime transiente, será então resolvida numericamente. A solução do problema contempla as variações da temperatura média horária do ambiente externo ao longo das 24 horas do dia, e sua variação sazonal ao longo do ano: primavera, verão, outono e inverno.

CONDUÇÃO DE CALOR PARA O SOLO: MODELAGEM

A estrutura de concreto do túnel e o solo envolvente exercem um efeito moderador sobre a temperatura do ar nos túneis de complexos metroviários. A operação dos trens gera calor, que aquece o ar no interior dos túneis. Quando a temperatura do ar no túnel é maior que a temperatura do solo,

um fluxo de calor é estabelecido para o solo. Calor é removido do túnel e conduzido e armazenado na estrutura e solo circundante. Efeito oposto também ocorre quando a temperatura do ar é menor que a temperatura do solo: um fluxo de calor é estabelecido do solo para os túneis e a temperatura da estrutura e solo são reduzidas. Estes fenômenos constituem a condução de calor para/do solo nos complexos metroviários.

O processo é intrinsecamente transiente, pois depende das variações diárias e sazonais da temperatura do ar ambiente externo, utilizado no resfriamento do complexo. Depende ainda das propriedades de transporte: condutibilidade térmica, densidade e calor específico da estrutura de concreto e do solo. Dimensões físicas complementam a definição do problema: diâmetro hidráulico do túnel, área transversal ao escoamento, espessura do concreto da estrutura, acabamento superficial, etc. Estas variáveis estabelecem a dependência entre a fluxo de calor para o solo e a temperatura do ar nos túneis. A temperatura do ar nos túneis, por outro lado, afeta diretamente a variação temporal do fluxo de calor para o solo. Esta é função do coeficiente convectivo de transferência de calor estabelecido entre o fluxo de ar no túnel e a parede, assim como também da temperatura da superfície da parede interna.

A Fig. 1 ilustra, esquematicamente, o arranjo do túnel, estrutura e solo circundante, e suas dimensões e temperaturas representativas. Como aproximação, o túnel foi considerado com área de seção circular. Os símbolos R_i , R_e e R_{∞} são assim, respectivamente, o raio interno do túnel (parede interna), o raio externo da estrutura, e a posição radial específica do solo circundante onde cessa o fluxo de calor. Os valores típicos utilizados no cálculo foram 4,1 m e 4,5 m, para os raios interno e externo.

Quando o solo atua como sumidouro, o calor é transferido por convecção térmica do ar no interior do túnel para a estrutura, e por condução através da estrutura e desta para o solo. O gradiente de temperaturas é então negativo do centro do túnel para R_{∞} . Como a capacitância térmica do solo é elevada, em R_{∞} cessa o fluxo de calor e a temperatura do solo é considerada constante e igual a T_{∞} , a denominada temperatura do solo no infinito. A diferença $(R_{\infty} - R_i)$ define a região de ocorrência dos processos de condução e acumulação térmica, e a posição radial genérica r , entre R_i e R_{∞} , onde a diferença entre a temperatura T e T_{∞} é igual a 1% define o comprimento de penetração do fluxo de calor no solo.

Estimativas da fluxo de calor indicam, numa faixa de incertezas de $\pm 50\%$, valores entre 0.05 MJ/hm² e 0.09 MJ/hm², dependendo da estação do ano (Subway Environmental Design Handbook, 1975). Estes valores podem estar sujeitos a incertezas ainda maiores, devido às oscilações da temperatura diária, típicas dos dias de primavera e outono, quando pode haver a ocorrência súbita de dias quentes ou frios. A redução ou aumento da efetividade da condução para o solo ocorre pela quebra do padrão cíclico das temperaturas diárias do ar. A inércia térmica das paredes tem magnitude tal que sua temperatura não ajusta em um intervalo de tempo de poucas horas. Estas oscilações da fluxo de calor podem atingir amplitudes da ordem de 0.01 MJ/hm² (Idem, 1975).

Dada a forma quase circular da seção transversal do túnel, considera-se ainda que o fluxo de calor é unidimensional e ocorre somente na direção radial. Nestas condições, o fenômeno transiente de transferência de calor pode ser descrito pela equação da condução em coordenadas cilíndricas unidimensional:

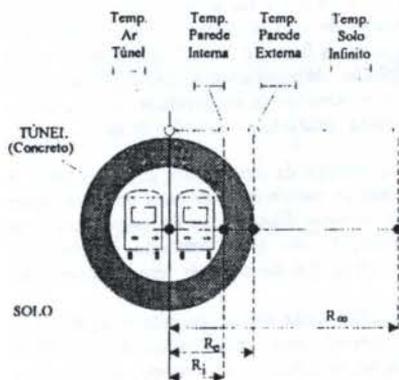


Figura 1: Arranjo do túnel, estrutura e solo circundante, e temperaturas características.

$$\rho \cdot C_p \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left(k \cdot \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (1)$$

onde T , r e t são, respectivamente, a temperatura, a posição radial e o tempo. ρ , k e C_p são, respectivamente, a densidade, a condutibilidade térmica e calor específico da estrutura do concreto ou do solo circundante. Estas propriedades de transporte, principalmente as que se aplicam ao solo, podem apresentar uma faixa de valores aplicáveis bastante ampla, dependendo da natureza do solo ao longo da linha do metrô. Para efeito de cálculo, os valores utilizados foram aqueles fornecidos por Eckert (1972), conforme mostra a Tabela 1.

Tabela 1: Propriedades de transporte do concreto e do solo

	ρ (kg/m ³)	k (W/m°C)	C_p (Ws/kg°C)
Concreto	2100	1.2	880
Solo	2050	0.52	1840

Condição Inicial. A condição inicial para o cálculo da condução de calor para o solo considera que a estrutura de concreto e o solo envolvente do túnel estejam à temperatura uniforme e constante, igual à temperatura do solo no infinito.

Condições de Contorno. Na direção radial, duas condições de contorno são definidas. Para $r \rightarrow \infty$, $T = T_{\infty}$, onde T_{∞} é a temperatura do solo no infinito. A temperatura T_{∞} é constante e igual à temperatura ambiente média anual. Nos cálculos utilizou-se $T_{\infty} = 19.2$ °C, a temperatura média anual de São Paulo, de acordo com a série histórica de 1964 a 1969.

A segunda condição de contorno especifica um fluxo de calor na parede interna, em $r = R_i$, dado por:

$$q = h(T_a - T_{wi}) = -k_c \frac{dT}{dr} \Big|_{r=R_i} \quad (2)$$

onde h é o coeficiente de troca de calor convectivo, T_a e T_{wi} são, respectivamente, a temperatura do ar no túnel e a temperatura da parede interna, e k_c é a condutibilidade térmica do concreto. O coeficiente de calor convectivo, h , é avaliado pela equação:

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,33} \quad (3)$$

onde Nu , Pr e Re são, respectivamente, os números de Nusselt [$h D_v/k$], de Prandtl para o ar, igual a 0,7, e Reynolds,

$[4Q/(\pi D_h v)]$. As variáveis Q e v são a vazão de ar no túnel e a viscosidade cinemática do ar. Tipicamente, a vazão volumétrica de ar nos túneis varia na faixa de 30 m³/s a 100 m³/s, o que resulta em coeficientes de troca de calor entre 1,5 W/m²°C a 4,0 W/m²°C (2). Por questões de simplicidade nos cálculos, o valor de h será tomado constante e igual a 3,5 W/m²°C.

Estratégia de controle da temperatura do ar no túnel. A análise dos processos de transferência de calor no túnel requer o conhecimento da evolução diária e anual da temperatura do ar no túnel. Para tanto, o período de operação do complexo metroviário e sua estratégia de controle térmico devem ser definidos.

No caso específico desta análise, considerou-se que os trens circulam no período entre 06:00 hs até as 24:00 hs. O sistema de ventilação, que resfria o complexo, deverá atuar durante o período de operação para manter uma temperatura de bulbo seco no interior dos túneis, em princípio, igual a 27°C. Entretanto, quando a temperatura do ar ambiente externo superar 23°C, o sistema atuará para manter a temperatura do ar no túnel 4°C acima daquela.

No período entre 24:00 hs a 06:00 hs, tem-se duas possibilidades. A primeira não considera o resfriamento noturno de estrutura e solo envolvente, isto é, não há qualquer sistema de ventilação operando no intervalo, e a parede do túnel torna-se adiabática, com $h = 0$. A segunda considera o resfriamento noturno da estrutura e solo circundantes por fluxo de ar induzido por ventilação mecânica. Por simplicidade, considera-se que o túnel será resfriado por um fluxo de ar com temperatura média horária igual à do ambiente externo. Estas formas de atuação são assim típicas de sistemas de remoção de calor por ventilação mecânica, que ajustam a temperatura desejada através de regulação da vazão insuflada. E a estratégia de controle está então expressa nas Figuras 3 e 4, através da curva da temperatura média horária no túnel e do ar externo.

A distribuição horária da temperatura horária média do ar ambiente externo, utilizada nos cálculos, foi a típica de São Paulo. Aquelas típicas para inverno e verão estão na Fig. 2. A linha horizontal é a temperatura do solo no infinito, 19,2 °C.

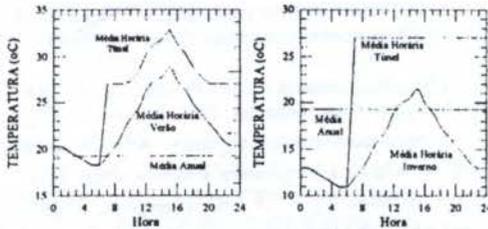


Figura 2. Variação da temperatura média diária do ambiente e do túnel para o verão/inverno na cidade de São Paulo.

Como todo este processo tem característica periódica, dadas as oscilações sazonais da temperatura ambiente externa, pretende-se obter, em última instância, as respostas do sistema em regime periódico estável, isto é, quando os efeitos transitentes de partida não afetam mais o campo de temperaturas. Nesta condição periódica estável, a influência do campo de temperaturas inicial torna-se irrelevante. Finalmente, cabe ressaltar que o procedimento de cálculo é realizado para valores médios de temperaturas: sazonais, no caso das temperaturas externas, ou ao longo do comprimento do túnel,

no caso da temperatura do ar no túnel. Ainda, a condição de contorno que especifica o fluxo de calor na parede interna requer um valor de h , também assumido como um valor médio no intervalo de tempo de operação do complexo. Estes "processos de filtragem" certamente distorcerão a realidade em dias específicos do ano. Entretanto, devem expressar a distribuição das variáveis em termos médio-sazonais.

Implementação numérica. A equação da condução em coordenadas cilíndricas unidimensional foi resolvida numericamente, utilizando-se de um esquema de volumes finitos, Patankar (1980). O grid computacional contém 20 nós não uniformemente espaçados. O refinamento do grid próximo à estrutura de concreto mostrou-se eficaz para determinação do fluxo de calor de/para o túnel. Os valores para R_i , R_e e R_{∞} , definidos na Fig. 1, são, respectivamente, 4,5 m, 5,0 m e 40 m. Em particular, o valor de $R_{\infty} = 40$ m foi escolhido porque durante as simulações a frente de propagação de calor não atinge esta distância. O passo de tempo adotado foi horário, a fim de que se tivesse uma resolução nos cálculos da variação diária da fluxo de calor. Esta condição restringe a capacidade de simulação de efeitos de longo termo, isto é, obter as variações no fluxo de calor ao longo do ano, porque é necessário avançar o programa hora a hora. Os cálculos foram realizados até o 29º mês (20880 horas) após o início hipotético de operação do complexo, para que se pudesse obter o comprimento de penetração do fluxo de calor no solo. Esta é uma variável de interesse por corroborar a hipótese de fluxo de calor radial unidimensional: se, por exemplo, o túnel tem pequena profundidade, poderá haver distorção nas linhas de fluxo por influência da distância até a superfície.

RESULTADOS

A Fig. 3 mostra a distribuição horária da fluxo de transferência de calor média anual, considerando as hipóteses do sistema ativo de remoção de calor - no caso, ventilação mecânica - estar ou não operando durante a interrupção noturna da operação do complexo. Fluxo de calor positivo indica solo atuando como sorvedouro.

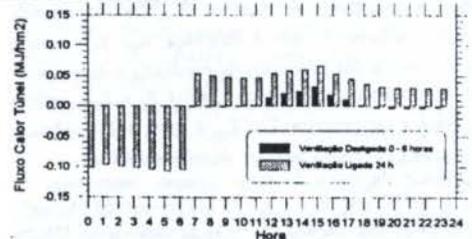


Figura 3. Distribuição horária do fluxo de calor médio anual. Fluxo de calor > 0 indica condução para o solo

A operação do sistema de ventilação mecânica para remoção de calor durante o período em que o complexo está desativado - 24:00 hs às 06:00 hs - aumenta significativamente o processo de condução de calor para o solo e sua capacidade de armazenamento ao longo do dia. Não havendo resfriamento noturno, nos períodos limite de início e fim de atividades, entre 06:hs e 10:00 hs, e entre 19:00 hs e 24:00 hs, em média o túnel ainda atua como fonte de calor, sendo resfriado pelo fluxo de ar que é insuflado do exterior. Valores típicos da fluxo de calor são da ordem de 0,005 MJ/hm² e menores. O cenário é oposto se há resfriamento noturno. Com fluxos uma ordem de magnitude superior, o túnel atua como um sorvedouro de calor. Só atuará como fonte de calor no intervalo de paralisação das

atividades. O resultado será a redução da intensidade da atuação de um sistema ativo de remoção de calor durante o período em que os trens operam. Uma análise de custos operacionais determinará a economicidade deste processo, considerando-se que o sistema ativo deverá, neste último caso, operar sem interrupção ao longo de 24 horas.

A Figura 4 mostra, para os 29 meses iniciais da operação do complexo, a variação do fluxo calor e da temperatura da parede interna do túnel, considerando a não ocorrência do resfriamento noturno, isto é, a ventilação mecânica permanece desligada de 24:00 hs a 06:00 hs. A escala de tempo é expressa em meses, e as flutuações diárias da temperatura e do fluxo de calor aparecem comprimidas na figura, resultando numa região que define uma amplitude de flutuação. Na condição de partida dos cálculos, o mês 1 refere-se ao primeiro mês da primavera. A estrutura e o solo estão a 19,2 °C. Para referência, mês é um período de 30 dias.

A estrutura e o solo atuam inicialmente como sumidouros de calor, vide Figura 4, havendo um aumento gradativo da temperatura da parede do túnel, pelo efeito de acumulação de calor no solo. Após 4 ou 5 meses do início de operação do complexo, a fluxo de calor e a temperatura da parede interna adquirem um padrão cíclico não-ergódico, com os valores máximo e mínimo assumindo patamares crescentes, tipicamente entre 26,5 °C e 28,5 °C, ao fim do terceiro ano de operação. Observa-se também que, nesta simulação de longo termo, a temperatura da parede e o fluxo de calor estão praticamente em fase, ocorrendo os maiores fluxos durante os meses de verão.

A Figura 5 é um gráfico similar, mas considera-se a ocorrência do resfriamento noturno, isto é, ventilação mecânica operando de 24:00 hs a 06:00 hs. A estrutura e solo atuam como fonte e sumidouro de calor em momentos distintos do dia. Como consequência, a oscilação da temperatura da parede se dá, com amplitude bem mais elevada, maior que 6 °C, contra 2°C do caso anterior. O padrão cíclico da temperatura é ainda não-ergódico, mas com gradiente inferior, quando comparado ao caso de não ocorrência do resfriamento noturno. No terceiro ano de operação, os valores máximo e mínimo da temperatura da parede são 21,0 °C e 26,5 °C, respectivamente.

A Fig. 6 mostra a evolução temporal do comprimento de penetração deste processo de condução de calor, em intervalos de três meses, ao longo dos 29 meses de simulação. A fim de caracterizar uma distância de propagação da frente de calor definiu-se o comprimento de penetração como sendo a distância onde a temperatura do solo tem uma diferença de 1% da temperatura média anual do solo, 19,2 °C. Ao final do 29º mês o comprimento de penetração tem 16 metros. Os pontos discretos mostram tendência assintótica de evolução, a partir do 12º mês de operação. Estes resultados revelam que a presença de estruturas (prédios e outros), acidentes geográficos (formação rochosas ou leitos de rios), ou mesmo a profundidade do túnel, podem interferir na condução para o solo, se a distância for inferior a 16 metros.

CONCLUSÕES

A análise da transferência de calor para o solo mostrou que este processo passivo de resfriamento de túneis metroviários deve ser considerado na definição da estratégia de operação dos sistemas ativos de resfriamento. O efeito de sumidouro de calor exercido pela estrutura e solo influencia significativamente a distribuição da carga térmica gerada no complexo, a qual deve ser removida para garantir condição de conforto e operabilidade de equipamento e máquinas.

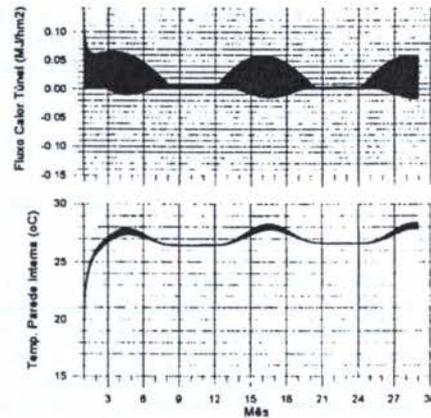


Figura 4. Variações do fluxo de calor e da temperatura da parede, 29 meses de operação. Sem resfriamento noturno.

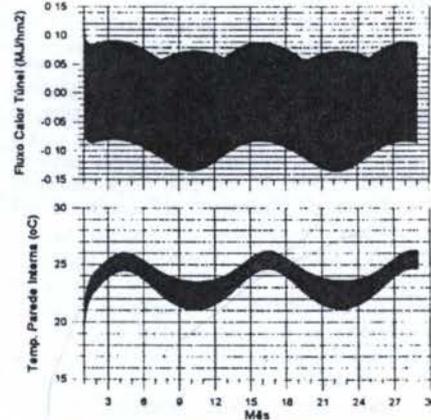


Figura 5. Variações da fluxo de calor e da temperatura da parede, 29 meses de operação. Com resfriamento noturno.

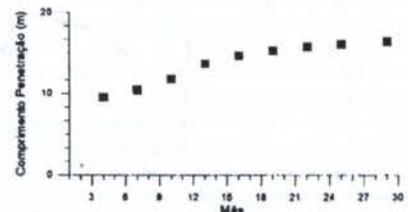


Figura 6. Evolução temporal do comprimento de penetração. Com resfriamento noturno.

REFERÊNCIAS

- Eckert, E.R.G. and Drake, R.M., "Analysis of Heat and Mass Transfer", McGraw Hill 1972
- França, F. A., e Rosa, E. S.; "Metrol-SP, Linha Amarela - Estações Paulista, Incor, Brasil e Mourato Coelho", Relatório Técnico - Promom Engenharia, 1993.
- Marshall, E. and Greenspon, P.E.; "Environmental Control of Washington Metro", ASHRAE Transactions, vol. 83, 1977.
- Patankar, S.V., "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere 1980
- Rosa, E. S. e França, F. A., "Controle de Demanda do Sistema de Ventilação do Metrô de Brasília", COBEM 1993, Brasília.
- United States Department of Transportation, "Subway Environmental Design Handbook", U.S. Government Printing Office, Washington D.C., vol. I, 1975.

ESTUDO DA RELAÇÃO ENTRE EXERGIA E ENTALPIA DA ÁGUA, APLICÁVEL À ANÁLISE ENERGÉTICA E EXERGÉTICA DE CICLOS TERMODINÂMICOS A VAPOR

Jorge Llagostera
UNICAMP/FEM/DE - Cx. Postal 6122
CEP13083-970 Campinas-SP
E-mail: llagost@fem.unicamp.br

RESUMO

É apresentada e discutida a aplicação de uma relação termodinâmica definida por meio da divisão da exergia física pela entalpia de uma substância, ambas avaliadas com base no mesmo estado termodinâmico de referência. Essa relação é determinada e analisada para a água, na região definida por temperaturas entre 30°C e 700°C, e por pressões entre 0.101325 MPa e 18.1 MPa. A grandeza discutida pode ser útil na análise e otimização termodinâmica de processos e sistemas térmicos, efetuados com base na Segunda Lei da Termodinâmica.

INTRODUÇÃO

A utilização do método da exergia para a análise termodinâmica de sistemas térmicos vem se desenvolvendo rapidamente nos últimos anos. Vários grupos de pesquisa, no exterior e no Brasil, vem utilizando essa metodologia para o estudo dos mais variados sistemas e processos térmicos (Moran & Sciubba, 1994). O interesse despertado pela metodologia é devido principalmente ao reconhecimento crescente da utilidade da aplicação da Segunda Lei da Termodinâmica para a análise mais aprofundada de sistemas e processos complexos (Bejan, 1988). Deve-se também ao desenvolvimento da sensibilidade em relação às questões envolvendo a conservação e o uso racional dos recursos naturais, e à relevância das questões ambientais. O conceito de exergia tem sido útil também na fundamentação de diversas metodologias de análise termoeconômica, como pode ser visto nos trabalhos de Frangopoulos (1988), de Tsatsaronis et al. (1994) e de Valero et al. (1994).

Este trabalho discute e apresenta resultados de um estudo desenvolvido sobre a relação entre a exergia física e a entalpia da água, particularmente na condição de vapor. O estudo dessa relação é bastante interessante, pois proporciona uma indicação direta do comportamento da água quanto à variação relativa de seu conteúdo exergético em relação ao conteúdo entálpico ao longo de processos termodinâmicos. Essa relação entre exergia e entalpia, uma vez fixados valores de referência para a determinação da exergia física, pode ser considerada também uma propriedade termodinâmica e suas variações permitem analisar o desempenho termodinâmico dos diferentes sistemas sob um distinto ponto de vista.

Para permitir uma visualização da variação dessa relação em função da pressão e da temperatura foram elaborados diversos gráficos, e também um diagrama indicando valores constantes dessa relação termodinâmica. Procurou-se estudar os gradientes da mesma nas regiões estudadas e obter uma compreensão mais abrangente sobre o comportamento exergético da água.

METODOLOGIA

No âmbito deste trabalho a exergia física específica da água foi calculada de acordo com a expressão (1). O estado de referência considerado para a avaliação da exergia física foi

definido por $T_0=298.15\text{K}$ (25°C) e $p_0=0.101325\text{ MPa}$. A entalpia específica da água, para o estado de referência citado corresponde a $h_0=104.972\text{ kJ/kg}$, enquanto a entropia específica da água nesse mesmo estado é dada por $s_0=0.367375\text{ kJ/kgK}$.

$$e_f = h - h_0 - T_0(s - s_0) \quad (1)$$

A exergia física, considerada desse modo, tem sido utilizada para a elaboração de balanços e fluxogramas exergéticos, os quais facilitam a avaliação e comparação da capacidade de produção de potência dos diversos fluxos envolvidos em sistemas térmicos. Em sistemas que envolvem reações químicas é também muito importante o uso da exergia química e da exergia total, o que permite avaliações exergéticas de caráter global (Szargut et al., 1988).

Estados termodinâmicos distintos podem apresentar valores idênticos, ou muito próximos, de exergia física. Frequentemente é interessante poder distinguir esses estados, de forma qualitativa e quantitativa, do ponto de vista da Segunda Lei da Termodinâmica. Com esse objetivo considerou-se interessante, definir a grandeza adimensional ξ , a qual constitui uma relação entre a exergia física específica e a entalpia específica do fluido, de acordo com a expressão (2).

$$\xi = 1 - \frac{T_0(s - s_0)}{h - h_0} \quad (2)$$

Observando as considerações já efetuadas em relação à exergia física, a grandeza ξ pode também ser considerada uma propriedade termodinâmica, desde que seja fixado o estado de referência. Por meio dessa relação é possível comparar estados que apresentam a mesma exergia física. Entre estados de mesma exergia física, aquele que apresentar maior valor de ξ apresenta maior incorporação de exergia em relação ao incremento de entalpia correspondente. Também em avaliações termoeconômicas a relação ξ pode ser bastante útil no estabelecimento de custos exergéticos.

No presente trabalho foram determinados os valores de ξ , e das propriedades termodinâmicas relacionadas, para uma grande quantidade de estados termodinâmicos da água. Para a determinação dessas propriedades foram utilizadas subrotinas computacionais (Llagostera, 1994) desenvolvidas com base em correlações estabelecidas por Keenan et al. (1978) para a energia livre de Helmholtz e outras relações termodinâmicas.

RESULTADOS

A fim de estudar o comportamento da relação ξ para a água foram determinadas as propriedades termodinâmicas de estados definidos pela pressão e temperatura. A pressão foi tomada entre 0.101325MPa e 18.1 MPa, considerando-se 181 níveis de pressão. A temperatura foi considerada entre 30°C e 700°C, envolvendo 135 níveis de temperatura. Na Figura 1 são apresentadas as isolinhas obtidas para valores constantes da relação ξ para as referidas faixas de temperatura e pressão.

Os valores indicados ao lado das linhas correspondem aos obtidos para intervalos de ξ dados pela expressão (3).

$$\Delta\xi = \frac{\xi_{\text{máx}} - \xi_{\text{mín}}}{10} \quad (3)$$

Dessa forma, na Figura 1 são representadas curvas correspondentes a nove valores de ξ , com Ξ representando os níveis correspondentes, e sendo calculado de acordo com a expressão (4).

$$\Xi = \frac{\xi - \xi_{\text{mín}}}{\xi_{\text{máx}} - \xi_{\text{mín}}} \quad (4)$$

Para as faixas representadas na Figura 1 os valores mínimo e máximo obtidos para a relação ξ foram $\xi_{\text{mín}} = 8.2912 \cdot 10^{-3}$ e $\xi_{\text{máx}} = 0.48785$.

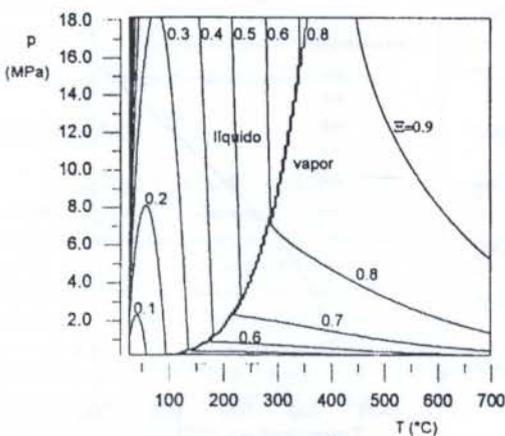


Figura 1: Mapa de valores constantes da relação termodinâmica ξ para a água.

Pode-se concluir, analisando a Figura 1, que na região de líquido ξ depende basicamente da temperatura. A partir da temperatura de referência observa-se inicialmente uma queda acentuada de ξ com o incremento da temperatura, devido à singularidade representada pela temperatura de referência no cálculo de ξ . Depois de atingir um valor mínimo que depende da pressão, ξ passa a crescer intensamente com a temperatura. Esse comportamento explica-se pelo crescimento significativo da entalpia com a temperatura e também pela pequena variação da entropia nessa região. Ainda na região líquida observa-se de modo geral um ligeiro crescimento de ξ em função da pressão. Na região de vapor observa-se um comportamento mais complexo e variável. Na região de altas pressões a influência da temperatura é mais acentuada, enquanto na região de pressões mais baixas o incremento da pressão afeta de modo mais importante a relação ξ . Observa-se que com o aumento acentuado da pressão os ganhos no valor de ξ sofrem uma redução progressiva. Para temperaturas da ordem de 540°C, valor que constituiu um limite tecnológico em termos da especificação de materiais resistentes a altas temperaturas, pode-se observar que a partir de pressões da ordem de 11 MPa o ganho incorporado no valor de ξ por posteriores incrementos da pressão tende a ser cada vez menos significativo. Por outro lado, elevações de pressão de, por exemplo 2 MPa para 6 MPa representam ganhos bastante significativos no valor de ξ .

Na Figura 2 é apresentado um gráfico da variação de ξ do vapor d'água em função da temperatura para alguns níveis de pressão.

Também nesse gráfico é possível observar o fato de que a medida que aumenta a pressão o respectivo incremento de ξ tende a ser menos importante. Pode-se também observar que próximo à temperatura de saturação, em pressões elevadas, o aumento de ξ em função da temperatura é mais significativo, enquanto que em pressões baixas, o aumento de ξ com a temperatura é menos acentuado.

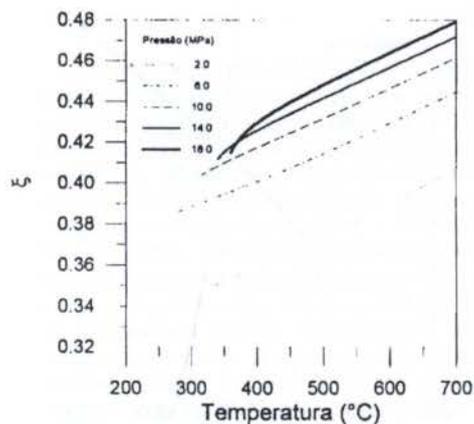


Figura 2: Variação de ξ para o vapor, em função da temperatura, para diversas pressões.

Pode-se também observar no gráfico da Figura 2 que, a partir de aproximadamente 450°C a derivada de ξ em relação à temperatura, para pressão constante é relativamente independente do nível de pressão, já que nessa região todas as curvas apresentam inclinações muito similares. Mantida a temperatura constante observa-se que os maiores ganhos de ξ com o aumento de pressão ocorrem na região correspondente a pressões abaixo de 10 MPa.

A variação da exergia física do vapor d'água em função da temperatura, para os níveis de pressão já referidos, é mostrada na Figura 3. Pode-se observar que os valores de exergia para pressões elevadas variam relativamente pouco. As curvas para pressões acima de 10 MPa e temperaturas acima de 450°C são bastante próximas. Na região próxima à temperatura de 500°C observa-se uma alteração na ordem das curvas correspondentes às pressões mais elevadas. Acima dessa temperatura as curvas indicam exergia crescente com o aumento da pressão, enquanto que abaixo dessa temperatura a exergia apresenta-se decrescente com o incremento da pressão.

Para pressões mais baixas o comportamento da exergia é mais simples, apresentando crescimento em função da pressão na faixa entre 2 MPa e 6 MPa. Para todos os níveis de pressão a exergia apresenta crescimento em função da temperatura, apresentando, não obstante, taxas distintas de crescimento nas diferentes regiões de temperatura e pressão. Comparando-se os gráficos das Figuras 2 e 3 conclui-se que o comportamento da exergia é mais complexo que o da relação ξ definida neste trabalho. Dessa forma a relação ξ pode ser empregada com sucesso para a análise e comparação de alternativas, em situações onde a simples comparação entre exergias não é muito conclusiva.

O valor de ξ permite distinguir de modo qualitativo e quantitativo, do ponto de vista da Segunda Lei da Termodinâmica, estados que apresentam a mesma exergia física específica. Os estados que apresentam maior valor de ξ indicam uma incorporação maior de exergia por unidade de entalpia, permitindo um maior potencial de produção de trabalho.

Tanto o comportamento da exergia como o da relação ξ podem ser compreendidos analisando a variação da entalpia e da entropia do vapor.

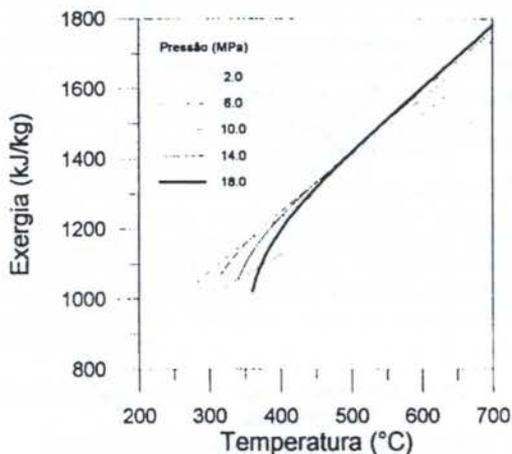


Figura 3: Variação da exergia física do vapor em função da temperatura para diversas pressões.

Na Figura 4 pode-se observar o comportamento da entalpia específica do vapor em função da temperatura, para os níveis de pressão considerados.

Mantendo a temperatura constante, a entalpia diminui com o aumento da pressão, ou seja, as taxas $[\partial h/\partial p]_T$ são negativas. À medida que a temperatura cresce essa variação tende a ser menor em valor absoluto, mas o sinal da mesma permanece. Na região de temperaturas próximas à saturação o calor específico a pressão constante, dado por $[\partial h/\partial T]_p$, tende a crescer com o aumento da pressão, como pode ser concluído pela observação da inclinação das curvas nessa porção do gráfico.

Na Figura 5 é mostrado o comportamento da entropia específica do vapor em função da temperatura, para os níveis de pressão sob consideração. A entropia apresenta uma evolução similar para os diversos níveis de pressão. Observa-se a elevação da entropia em função da temperatura, apresentando taxas $[\partial s/\partial T]_p$ positivas, cujo valor é maior na região mais próxima do estado saturado. A entropia diminui com o aumento da pressão, apresentando taxas de variação $[\partial s/\partial p]_T$ negativas, cujo valor absoluto diminui com o aumento da pressão.

A exergia tende a crescer com o aumento da entalpia e a diminuir com o aumento da entropia. O comportamento relativamente complexo da exergia em função da pressão e da temperatura observado na Figura 3 deriva da magnitude relativa das taxas de variação da entalpia e da entropia.

As taxas de variação da exergia em função da temperatura, para pressão constante, descritas por meio da expressão (5), apresentam valor positivo na região considerada, com valor absoluto decrescente ou crescente em função das faixas de temperatura e pressão. As taxas de variação da exergia em função da pressão, para temperatura constante, descritas por meio da expressão (6), apresentam valor positivo ou negativo, com valor absoluto decrescente ou crescente.

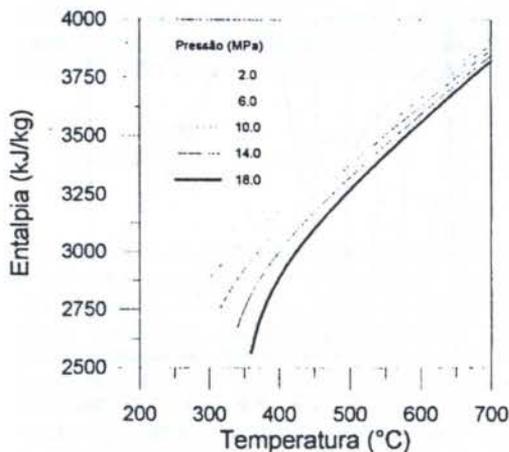


Figura 4: Variação da entalpia do vapor em função da temperatura para diversas pressões.

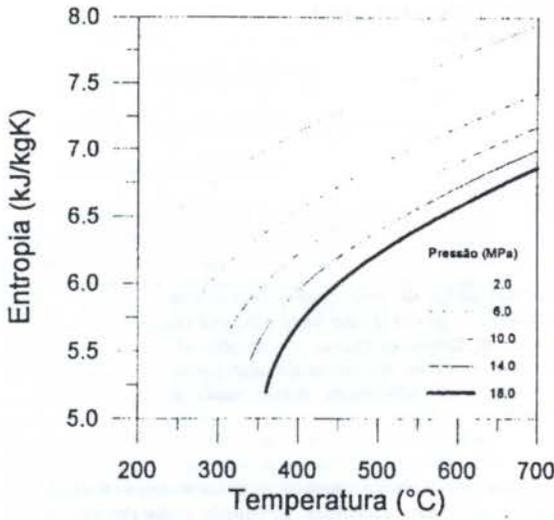


Figura 5: Variação da entropia do vapor em função da temperatura para diversas pressões.

$$\left[\frac{\partial e_f}{\partial T} \right]_p = \left[\frac{\partial h}{\partial T} \right]_p - T_0 \left[\frac{\partial s}{\partial T} \right]_p \quad (5)$$

$$\left[\frac{\partial e_f}{\partial p} \right]_T = \left[\frac{\partial h}{\partial p} \right]_T - T_0 \left[\frac{\partial s}{\partial p} \right]_T \quad (6)$$

A relação termodinâmica ξ apresenta um comportamento mais simples do que a exergia porque envolve uma relação direta entre entropia e entalpia, na forma de uma fração, estabelecendo uma proporção entre a variação global de entropia e a de entalpia. Está em desenvolvimento outro estudo sobre o comportamento das taxas $[\partial e_f / \partial h]_p$ e $[\partial e_f / \partial h]_T$, que apresentam também características de interesse no campo da análise termodinâmica.

CONCLUSÃO

O emprego da relação termodinâmica ξ proposta neste trabalho permite visualizar com maior clareza o comportamento das propriedades termodinâmicas da água do ponto de vista da Segunda Lei da Termodinâmica, particularmente em relação ao potencial de realização de trabalho. A relação ξ permite comparar e distinguir estados termodinâmicos que apresentam conteúdo exerético similar, indicando qual deles corresponde a uma maior incorporação de exergia por unidade de entalpia, relativamente ao estado de referência considerado.

O valor numérico de ξ já indica diretamente qual é a fração da entalpia incorporada como exergia, sempre em relação ao estado de referência. Na análise termodinâmica e termoeconômica de processos e sistemas térmicos a aplicação da relação ξ permite uma compreensão mais aprofundada dos diversos aspectos envolvidos.

REFERÊNCIAS

- Bejan, A., "Advanced engineering thermodynamics". New York: John Wiley, 1988.
- Frangopoulos, C.A., "Optimal Design of a Gas Turbine Plant by a Thermo-economic Approach", *Proceedings, ASME COGEN TURBO POWER' 88*, G.K. Severy and T.H. Franson, eds., ASME, IGTI - Vol. 3, pp. 369-375, 1988.
- Keenan, J.H., Keyes, F.G., Hill, P.G., and Moore, J.G., "Steam tables: thermodynamic properties of water, including vapor, liquid, and solid phases (SI units)", New York: John Wiley, 1978.
- Llagostera B., J.I., "Subrotinas computacionais de elevada exatidão para determinação de propriedades termodinâmicas da água", *Anais do V Encontro Nacional de Ciências Térmicas*, pp. 395-398, São Paulo: ABCM, 1994.
- Moran, M.J. and Sciubba, E., "Exergy Analysis: Principles and Practice", *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 116, pp. 285-290, 1994.
- Szargut, J., Morris, D.R., and Steward, F.R., "Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes", New York: Hemisphere, 1988.
- Tsatsaronis, G., Lin, L., Tawfic, T., and Gallaspy, D.T., "Exergoeconomic Evaluation of a KRW-Based IGCC Power Plant", *ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 116, pp. 300-306, 1994.
- Valero, A., Lozano, M.A., Serra, L., and Torres, C., "Application of the exergetic cost theory to the CGAM problem", *Energy (Oxford)*, Vol. 19, N. 3, pp. 365-381, 1994.

ABSTRACT

This paper presents a thermodynamic relation, defined to improve methodologies in Second Law Analysis of thermal systems. This relation is defined dividing the specific thermo-mechanical exergy by the specific enthalpy of a substance, adopting as reference a selected thermodynamic state. This relation is determined and analyzed for liquid water and steam in a range of temperatures (30°C - 700°C) and pressures (0.101325 MPa - 18.1 MPa). The behavior of the proposed relation is compared against the exergy behavior as function of temperature and pressure. The proposed relation can be used to compare and evaluate thermodynamic states that have similar exergy content. It makes possible to identify the states presenting higher exergetic level per enthalpy unit. This concept can be useful in thermodynamic analysis and optimization of steam cycles and thermal processes.

ESTUDO EXERGÉTICO DA COMBUSTÃO CONSIDERANDO A DISSOCIAÇÃO DOS PRODUTOS

SOUSA TEIXEIRA, M.
HORTA NOGUEIRA, L. A.
Escola Federal de Engenharia de Itajubá
37.500 - Itajubá - MG

RESUMO

Além da redução de energia livre que os produtos finais de uma reação apresentam comparativamente aos reagentes, na combustão a dissociação corresponde a uma fonte adicional de geração de entropia. No presente trabalho se apresenta um estudo exergético de reações de combustão, incluindo a dissociação térmica dos produtos de combustão. Analisa-se a transferência de calor e de exergia durante o resfriamento dos produtos de combustão, evidenciando a importância relativa dos processos sob temperaturas elevadas.

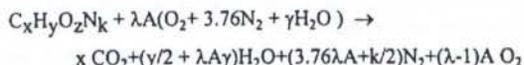
INTRODUÇÃO

Nos fornos e caldeiras, a partir da queima de combustíveis, a energia térmica é produzida e posteriormente transferida a um fluido em aquecimento ou à carga a ser processada pelo forno. Particularmente, nas caldeiras que produzem vapor para a geração de potência elétrica ou mecânica, o nível de temperatura do fluido de trabalho empregado como fonte de energia determina de modo significativo o desempenho global do sistema.

No propósito de melhor analisar os processos de geração e conversão de energia em equipamentos térmicos, objetivando sua correta concepção e operação, é importante determinar como se desenvolve a transferência de trabalho útil, ou exergia, ao longo do processo de transferência de calor, com o conseqüente resfriamento dos gases. A determinação precisa do trabalho útil realizado pelo combustível necessita por sua vez do estudo do equilíbrio químico dos produtos de combustão, bem como do equilíbrio termodinâmico, impondo a inclusão do efeito da dissociação térmica. O fenômeno de dissociação reduz a temperatura máxima dos produtos e é uma das causas de irreversibilidade associadas aos processos de combustão, decorrendo de reações endotérmicas nestes gases, favorecidas pelas altas temperaturas.

COMPOSIÇÃO QUÍMICA EM EQUILÍBRIO

Seja a combustão completa, com ar úmido, de um combustível genérico com fórmula molecular equivalente do tipo $C_xH_yO_zN_k$. Admitindo-se um coeficiente de excesso de ar λ e um teor molar de umidade no ar atmosférico igual a γ , tem-se a seguinte reação, sem considerar os efeitos da dissociação:

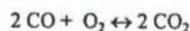
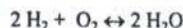
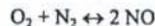
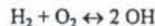


onde A é definido como:

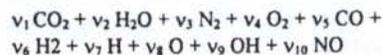
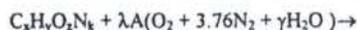
$$A = x + y/4 - z/2$$

Se a temperatura for suficientemente elevada, os

produtos de combustão tendem a dissociar-se, através de reações químicas reversíveis, permitindo o surgimento de novos compostos no processo de combustão. Nos processos reais as reações ocorrem em ambas as direções simultaneamente e o equilíbrio químico é alcançado quando, para todos os compostos, a taxa de produção das moléculas resultantes da dissociação dos produtos for igual a taxa de produção destas mesmas moléculas na reação dos reagentes. Como observaram Gordon e McBride (1971), nos gases resultantes nos processos de combustão industriais, as únicas espécies químicas significativas, devidas à dissociação dos produtos de combustão, são CO, O, H, H₂, OH e NO. Assim, foram consideradas as seguintes reações:



Estas reações ocorrem simultaneamente em um mesmo processo de combustão, com as proporções dos constituintes ajustando-se naturalmente, para satisfazer as condições de equilíbrio e seus valores finais vão depender da pressão e da temperatura em cada caso. Portanto, na queima de um combustível contendo carbono, hidrogênio, oxigênio e nitrogênio, pode-se ter dez espécies distintas e de interesse nos produtos de combustão (quatro correspondentes à reação completa e seis resultantes das reações de dissociação anteriores), e a equação genérica para os processos de combustão, incluindo a dissociação, passa a ser:



Fazendo-se um balanço molar para cada elemento da equação acima, tem-se:

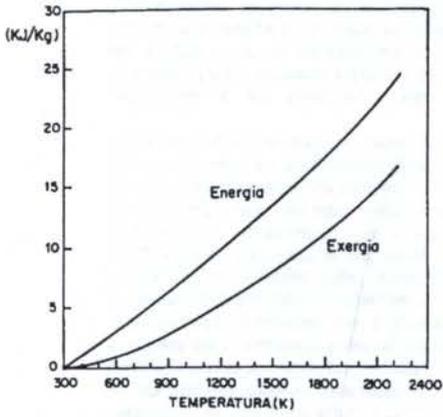


Figura 1 - Energia e Exergia na combustão do Metano

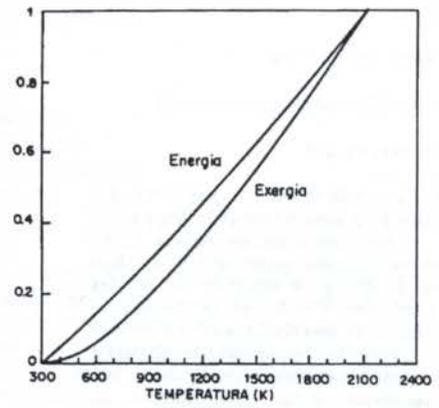


Figura 4 - Energia/Energia total e Exergia/Exergia total dos produtos de combustão do Metano

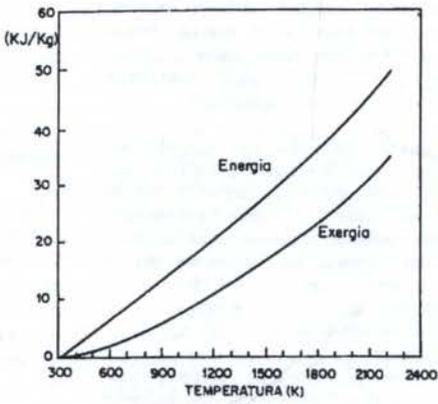


Figura 2 - Energia e Exergia na combustão do Etanol

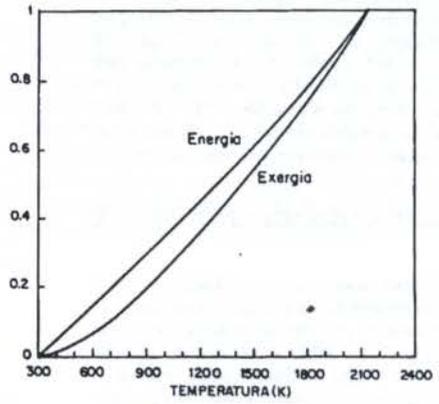


Figura 5 - Energia/Energia total e Exergia/Exergia total dos produtos de combustão do Etanol

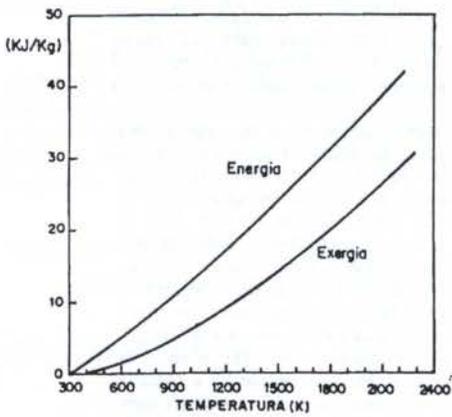


Figura 3 - Energia e Exergia na combustão do Octano

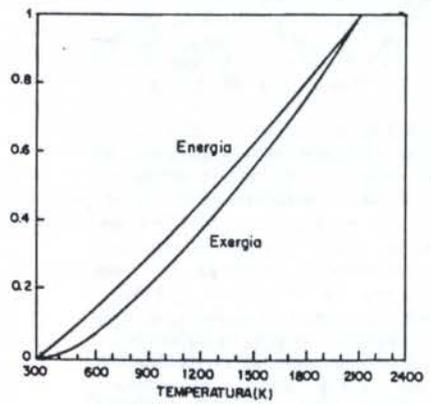


Figura 6 - Energia/Energia total e Exergia/Exergia total dos produtos de combustão do Octano

entre os reagentes e os produtos e é incrementada pelas reações de dissociação. Deste modo, a distância relativa entre as curvas das Figuras 1 a 3 corresponde exatamente à esta perda exergetica. Nos sistemas reais, além desta perda, deverão também ser computadas as irreversibilidades decorrentes do processo de transferência de calor sob diferenças finitas de temperatura.

Relações de Energia e Exergia liberadas pelos produtos de combustão: foram avaliadas a energia transferida como uma fração da energia total e valores análogos para a exergia dos produtos de combustão, quando os mesmos são resfriados desde a temperatura adiabática de chama até a temperatura ambiente. A importância desta análise está em avaliar comparativamente as transferências de energia e exergia durante o resfriamento dos produtos de combustão.

Observando-se as Figuras 4 a 6, nota-se que à medida que os produtos de combustão são resfriados a diferença entre a energia e exergia transferidas pelo sistema aumenta significativamente, pois quanto menor a temperatura dos produtos de combustão menor será a sua exergia. Esta diferença indica a perda de disponibilidade termodinâmica decorrente do resfriamento dos produtos de combustão.

Efeito da dissociação sobre a relação entre a Energia/Energia total e Exergia/Exergia total: para melhor evidenciar o impacto da dissociação sobre as transferências de energia e exergia, definiram-se os seguintes parâmetros:

$$REN = \frac{\left(\frac{\text{Energia}}{\text{Energia Total}} \right)_{\text{Com dissociação}}}{\left(\frac{\text{Energia}}{\text{Energia Total}} \right)_{\text{Sem dissociação}}}$$

$$REX = \frac{\left(\frac{\text{Exergia}}{\text{Exergia Total}} \right)_{\text{Com dissociação}}}{\left(\frac{\text{Exergia}}{\text{Exergia Total}} \right)_{\text{Sem dissociação}}}$$

Como em cada caso as temperaturas máximas são diferentes, para o estabelecimento destas razões foi necessário definir uma temperatura adimensional, ϕ , variando entre as diferenças de temperatura admitidas em ambos os casos:

$$\phi = \frac{T_{\text{adiab. C/S}} - T}{T_{\text{adiab. C/S}} - T_{\text{amb}}}$$

Nesta equação o numerador representa o incremento de temperatura a ser considerado a partir da temperatura de chama adiabática e o denominador corresponde à variação entre as temperaturas de chama adiabáticas e temperatura ambiente, para os casos considerando ou não o efeito de dissociação.

Os resultados obtidos, mostrados na Tabela 1, são bastante próximos para os combustíveis estudados, e mostram o impacto diferenciado da dissociação sobre as trocas energéticas e exergeticas. Como um exemplo para o metano, considerando um resfriamento correspondente à 10% da diferença de temperatura entre a temperatura adiabática de chama e a temperatura ambiente, tem-se que a dissociação provoca uma redução de cerca de 6% do calor transferido e 10% da exergia, comparativamente ao processo sem dissociação. Esta diferença entre REN e REX é mais pronunciada à medida em que ϕ tende a zero, ou seja, quando se aproxima da temperatura de chama, conforme se observa na Figura 7.

Tabela 1 - Efeito da dissociação sobre a relação entre a Energia/Energia total e Exergia/Exergia total para os produtos de combustão dos combustíveis estudados

ϕ	Metano		Etanol		Octano	
	REN	REX	REN	REX	REN	REX
0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
0,1	0,9397	0,8974	0,9412	0,9153	0,9351	0,9182
0,3	0,9466	0,9351	0,9421	0,9267	0,9327	0,9224
0,5	0,9482	0,9419	0,9414	0,9349	0,9407	0,9350
0,7	0,9459	0,9428	0,9358	0,9323	0,9293	0,9251
0,9	0,9684	0,9681	0,9639	0,9630	0,9609	0,9594
1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0

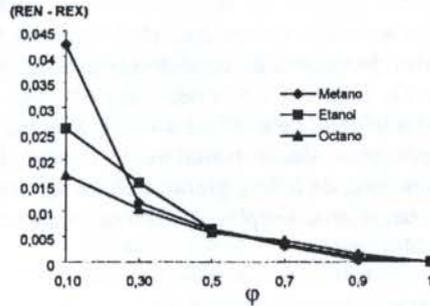


Figura 7 - Diferença entre REN e REX em função de ϕ

CONCLUSÕES

O trabalho evidenciou quantitativamente o efeito da dissociação na transferência de energia e exergia a partir de produtos de combustão. Considera-se que estes resultados são relevantes, indicando a importância da redução das irreversibilidades nos processos sob altas temperaturas, no caso particular de geradores de vapor em seus superaquecedores e nas paredes d'água da fornalha. É importante lembrar que nas situações onde o combustível é queimado visando apenas aplicação da energia térmica, o conceito da disponibilidade termodinâmica é pouco aplicável, já que se interessa apenas pelo calor, e neste caso é menor o efeito da dissociação.

REFERÊNCIAS

- Bejan, A. (1988), *Advanced Engineering Thermodynamics*, John Wiley, New York
 Gordon, S. e McBride, B. (1971), *Computer Program for Calculation of Complex Chemical Equilibrium Compositions*, NASA SP-273
 Olikara, C. e Borman, G.L. (1975), "A Computer Program for Calculating Properties of Equilibrium Combustion Products", SAE paper 750468, in Ferguson, C.R. (1986), *Internal Combustion Engines*, Wiley, New York
 Szargut, J.; Morris, D.R. e Stewart, F.R. (1988), *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*, Hemisphere, New York

ABSTRACT

Dissociation of flue gases causes entropy generation in combustion processes. In this work one presents an exergetic analysis of combustion reactions, including dissociation, and showing its impact on energy (heat) and exergy (work) transfer. The exergy transfer is more affected by dissociation, moreover under processes near flame temperature.

INSTRUMENTO PARA MEDIDA DA CONDUTIVIDADE TÉRMICA DE MATERIAIS SÓLIDOS

MARCELO BOHRER GUARITA
JOÃO ALZIRO HERZ DA JORNADA
Laboratório de Altas Pressões - Instituto de Física
Universidade Federal do Rio Grande do Sul - Brasil

RESUMO

Um aparelho de condutividade térmica foi desenvolvido para trabalhar em uma larga faixa de valores de condutividade térmica a diferentes temperaturas. O instrumento tem como base um calorímetro λ , que sujeito a variações da geometria da amostra, possibilitada pela utilização de elementos finitos, amplia seu uso a uma grande faixa de aplicações, desde materiais de condutividade muito baixa, como plásticos, ao cobre. Amostras de teflon, grafite e cobre são medidas obtendo excelentes resultados. A técnica se demonstrou simples, de fácil utilização e boa precisão.

INTRODUÇÃO

A condutividade térmica dos sólidos depende extensivamente da microestrutura, porosidade e, apresenta uma vasta gama de valores para diferentes materiais. Por causa destas grandes variações nas propriedades de transporte térmicas, distintas e complicadas técnicas experimentais tem sido desenvolvidas para diferentes materiais e condições experimentais. Frente a esta situação e, ao limitado número de aparelhos de medida desta propriedade termofísica de grande interesse tecnológico em nosso meio, desenvolveu-se um calorímetro tipo λ , sob método transiente, de baixo custo, fácil operação. A utilização da análise de elementos finitos possibilitou estender os limites do calorímetro a uma faixa bem maior de condutividades através da prescrição da geometria da amostra. Consegue-se assim, analisar uma larga faixa de materiais, de isolantes ao cobre, utilizando amostras pequenas e de geometria simples.

TEORIA

O calorímetro tipo λ é um aparelho experimental simples, bem conhecido e utilizado na medida de condutividade térmica de materiais

de baixa condutividade térmica, até 20 W m/K, (Maglic et al, 1990). Seu princípio básico de funcionamento emprega a teoria do regime monotônico. O regime de aquecimento monotônico é descrito como sendo um estado de aquecimento ou resfriamento de corpos quando a taxa de mudança da temperatura através de um corpo é mantida quase que uniforme. A teoria de tal regime é uma generalização da bem conhecida condição de estado quasi-estacionário. Desta forma, esta técnica pode ser empregada na confecção de aparelhos de medida experimentais simples, para um análise aproximada de propriedades termofísicas dos materiais sobre uma larga faixa de temperatura sem assumir, no entanto, que a equação da condutividade térmica seja linear.

Supondo um campo de temperatura uniforme e unidimensional através da amostra com uma queda suficientemente pequena de temperatura desenvolvida dentro deste corpo em certo período de tempo, através de balanços instantâneos de calor que saem ou entram no sistema chega-se a equação térmica não linear.

$$\frac{dQ}{dt} = \lambda A \frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dh} \right) \quad (1)$$

Esta equação assume que a taxa de fluxo de calor afluyente ao sólido de volume V através da superfície A da amostra é igual a taxa de aumento da energia interna deste sólido. Conforme figura 1, contendo uma amostra entre cilindros de cobre, onde apenas o inferior é aquecido, pode-se chegar a equação analítica para a obtenção da condutividade térmica do sólido analisado.

$$\lambda = \frac{\rho C_p V h}{A \cdot \Delta T} \cdot \frac{dT_{sup}}{dt} \quad (2)$$

onde λ é a condutividade térmica da amostra, A e h a área e a altura desta, V , ρ e C_p , o volume, densidade e calor específico do cilindro de cobre superior, respectivamente, ΔT a diferença de temperatura entre o cilindro superior e inferior e, dT_{sup}/dt a taxa de variação da temperatura do cilindro superior com o tempo.

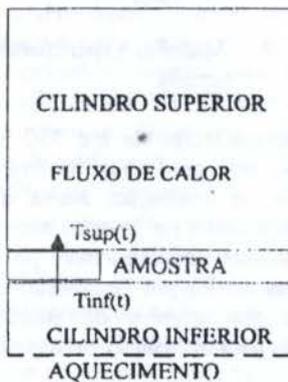


FIGURA 1 - Volume de controle do sistema

A equação acima, entretanto é uma aproximação teórica do modelo experimental, o calor específico da amostra é desprezado pois considera-se que o efeito térmico da massa do cilindro superior é muito maior que o acúmulo de energia na amostra, principalmente quando utiliza-se amostras pequenas onde a razão mássica torna-se 100 para 1. Outros fatores limitantes a análise de amostras de baixa condutividade térmica são a prescrição de perfil de temperatura unidimensional na amostra que requer assim um diâmetro várias vezes maior que a altura desta e o fato da

consideração de um perfil de temperatura uniforme na superfície de contato entre a amostra e o cilindro.

Conforme já foi ressaltado, o calorímetro λ é um aparelho simples e fácil de usar, entretanto possui limitações, sendo somente recomendado para valores de condutividade pequenos. A medida que a condutividade do material a analisar aumenta, o perfil de temperatura no cilindro se distancia da linearidade e a resistência de contato entre a amostra e o cilindro de cobre torna-se relevante. Para contornar este problema pode-se utilizar amostras vazadas de maior superfície de contato e menor espessura de parede, como um carretel, de modo a criar maior resistência ao fluxo de calor que passa pela amostra. Esta proposta contudo, torna o perfil de temperatura complexo e não uniforme tornando difícil o modelamento do sistema por técnicas matemáticas convencionais.

A solução encontrada para superar esta dificuldade foi emprego da técnica de elementos finitos. Este método possibilitou a extensão da utilização do calorímetro λ até medidas da ordem da condutividade térmica do cobre.

A técnica de elementos finitos permite o fácil trabalho de amostras com distribuição de temperatura não uniforme e com geometrias não triviais, utilizadas para a eliminação do efeito da resistência de contato entre a amostra e o cilindro.

O método de solução empregado no uso dos elementos finitos utiliza, após feita a medida experimental, os seguintes passos:

1. Elaborar o modelo de elementos finitos do sistema experimental (aparelho e amostra).
2. Colocar as propriedades físicas do cobre (λ , ρ e C_p) e as mesmas propriedades aproximadas do material a analisar.
3. Ajustar as condições de contorno com as temperaturas iniciais advindas do experimento.
4. Aplicar a solução de contorno inicial.
5. Aplicar a solução transiente assumindo que a temperatura do cilindro inferior aumenta a uma taxa constante dada pelo termopar deste cilindro.
6. Interagir estas condições com o modelo do sistema até que com sucessivas iterações, controladas por um algoritmo de convergência que muda a condutividade da amostra, a temperatura do cilindro superior obtida pelo

programa seja igual à temperatura deste cilindro obtida pela experiência.

Obtêm-se assim, a condutividade térmica da amostra analisada. Tal algoritmo, desenvolvido para a convergência rápida da análise, leva em consideração que a temperatura do cilindro superior tem comportamento logarítmico com a condutividade da amostra. Ao utilizar esta ferramenta pode-se levar facilmente em consideração a variação do calor específico do cobre e da amostra com a temperatura e todos os efeitos geométricos e de temperatura não uniforme, garantindo uma análise bastante precisa do sistema.

MÉTODO EXPERIMENTAL

A aparelhagem utilizada para verificar a validade da técnica e medir a condutividade térmica de vários materiais, consiste de um calorímetro, de uma bomba de vácuo mecânica, de um variac e de um micro computador com recurso de aquisição de dados. O aparelho experimental, calorímetro λ apresentado na figura 2, possui dois cilindros de cobre que comprimem a amostra, em vácuo (10^{-2} torr) para controlar as perdas por convecção. O cilindro base é aquecido por uma resistência comercial tipo cartucho com grau de aquecimento controlado pelo variac. O fluxo de calor efluente do cilindro inferior, passa pela amostra em direção ao cilindro superior e acarreta um aquecimento registrado por termopares tipo K situados em ambos cilindros de cobre. Os dados da variação da temperatura em função do tempo são registrados em um computador. As curvas de temperatura obtida, do cilindro superior e inferior, são ajustadas e inseridas no software de elementos finitos ANSYS que interage com o modelo do sistema até determinar a condutividade da amostra por meio de um algoritmo de convergência já mencionado.

Para amostras de baixa condutividade térmica, utilizou-se o código ANSYS para corrigir a equação teórica inicial (2) de modo a garantir maior precisão na solução analítica e eliminar a demorada etapa de solução por iterações do software de elementos finitos.

A fim de garantir uma boa repetibilidade do aparelho estabeleceu-se procedimentos e condições de preparo da amostra a ser analisada. Neste procedimentos estão a obrigatoriedade de

se preparar com extremo cuidado a superfície de contato entre a amostra e a superfície do cilindro de cobre. Neste preparo utiliza-se lixas finas sobre superfícies de vidro. Qualquer arredondamento da superfície deve ser eliminado para garantir uma homogênea área de contato entre os materiais. Em todos os materiais analisados também coloca-se pasta térmica de contato, a base de silicone, de modo a garantir um fluxo de calor bom e uniforme entre os materiais.

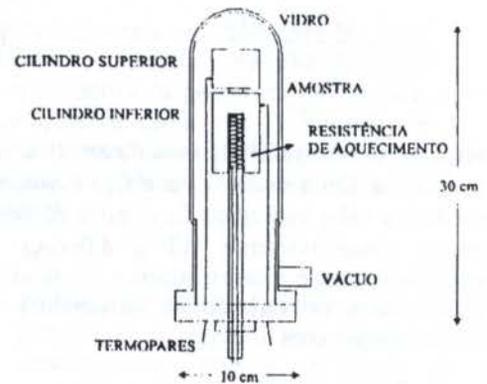


FIGURA 2 - Aparelho experimental, calorímetro λ

Temperaturas de até $350\text{ }^{\circ}\text{C}$ podem ser alcançadas sem perda significativa de calor por convecção ou irradiação, acima deste valor as perdas começam a ser grandes necessitando então de uma bomba de vácuo mais potente a fim de diminuir as perdas por convecção e a campânula de vidro que envolve os cilindros deve ser metalizada para obstruir as perdas por irradiação.

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para demonstrar esta técnica experimental, escolheu-se quatro amostras de materiais distintos: teflon, cobre e dois tipos de grafite. A amostra de teflon e um tipo de grafite apresentavam 10 mm de diâmetro e espessura de 1 e 6 mm. Na outra amostra de grafite e na de cobre utilizou-se o formato carretel de 14,7 mm de diâmetro externo e 15 mm de altura. No segundo grafite analisou-se sua forte dependência com a temperatura. Todas as amostras testadas observaram excelente concordância com os valores tabelados, os resultados são apresentados na tabela 1.

TABELA 1 - Resultados obtidos e tabelados

AMOSTRA	λ (W/mK)	λ_{tab} (W/mK)	T(°C)
Teflon	0,32	0.33	50
Grafite 1	9	8	50
Grafite 2	140	150	35
	100	105	100
	70	75	200
	50	45	300
Cobre	369	372	50

A escolha da geometria da amostra depende da condutividade desta, para valores maiores de 30 W/m K, a amostra cilíndrica apresenta dados divergentes dos valores esperados e o aumento da altura da amostra já não é suficiente para melhorar a medida. Nesta situação deve-se então utilizar o modelo carretel, que não deixa de ser um cilindro vazado com a parede mais larga na extremidade do que no centro. Este procedimento têm o objetivo de minimizar a resistência de contato entre os materiais frente a resistência da amostra.

O aparelho experimental é de simples construção e não requer qualquer sofisticação ou técnica especial em sua montagem.

A principal vantagem deste método vem da possibilidade do modelo de elementos finitos adaptar-se ao formato da amostra e as condições do ambiente de realização do experimento. Desta forma simplifica-se o aparelho experimental por não mais requerer-se fortes restrições e suposições, antes necessárias na solução analítica da equação do calor deste sistema que limitavam o a medidas de materiais de baixa condutividade.

A etapa de solução de elementos finitos, a mais criteriosa da medida, pode ser evitada com a construção de um equação parametrizada. Esta relacionaria os efeitos térmicos medidos e a geometria da amostra com a sua condutividade mais rapidamente ocorrendo no entanto num maior erro experimental.

CONCLUSÃO

Os resultados obtidos com amostras padrões mostraram um método confiável, versátil e prático para medidas precisas de uma grande faixa de valores de condutividade térmica, desde isolante ao cobre. O experimento mostrou-se simples e rápido, podendo ser empregado em amostras pequenas com formato de fácil

confecção. Dado os bons resultados, o próximo passo, é realizar uma calibração com amostras padrão rastreáveis ou fazer uma intercomparação com um aparelho sofisticado de grande precisão. O método também pode ser futuramente aperfeiçoado para analisar amostras com a mesma geometria das dos testes de esforço de materiais de engenharia padronizando assim sua operação.

REFERÊNCIAS

- Desai, C.S., Abel, J.F., Introduction to the finite element method, Litton Educational Publishing, 1972.
- Gustafsson, S.E., Transient plane source techniques for thermal conductivity and thermal diffusivity measurements of solid materials, Rev. Sci. Instrum, 62 (3), 1991.
- Maglic, K.D., Cezairliyan, A., Peletsky, V.E., Compendium of Thermophysical Property Measurements Methods, Vol. II, Plenum Press, New York, 1990.
- Razngeric, K., Handbook of thermodynamic tables and charts, McGraw Hill, New York Company, 1976.
- Tye, R., Thermal Conductivity, Vol. II, Academic Press, New York, 1969.

ABSTRACT

A thermal conductivity equipment was developed for working in a wide range of thermal conductivities values at different temperatures. The instrument is based in a lambda calorimeter, with subject prescription for samples geometry, which by means of calculations obtained by finite element analysis, yielded a very wide range of applicability from very low thermal conductivity materials, like plastics to copper. Teflon, graphite and copper samples were measured with excellent results. The method showed simplicity, easy of operation and good accuracy.

PROPRIEDADES DOS PRODUTOS DE COMBUSTÃO DOS COMBUSTÍVEIS VEGETAIS

A. P. Spillmbergo, C. J. Meller Auth, R.L. Iskhacova
Departamento de Estatística, Física e Matemática
Universidade Regional de Ijuí -RS - Brasil

RESUMO

Esse trabalho utiliza o método de cálculo de estados quimicamente equilibrados junto com os métodos das grandes moléculas e do meio local reagente para a determinação das propriedades das combustíveis vegetais. Foram obtidas as informações sobre as principais propriedades dos produtos de combustão de alguns combustíveis vegetais que são necessários para projetar os fornos. Foi observado um comportamento anômalo para o calor específico e a condutibilidade, na dependência do coeficiente de excesso do oxigênio.

INTRODUÇÃO

Combustíveis vegetais (lenha, casca de arroz, bagaço de cana, etc.) desde há muito tempo atrás e de uma forma muito excessiva são utilizados na prática, em fornos para a secagem de grãos. Mas a estrutura e a construção desses fornos está longe de ser perfeita, eles são grandes e apresentam um baixo rendimento e consideráveis perdas hidráulicas. A causa principal consiste no fato de que esses fornos não são projetados previamente, o que se explica em grande parte pela ausência de informações sobre as propriedades dos produtos de combustão dos combustíveis vegetais.

Ao mesmo tempo existem modelos matemáticos (Alemassov, et al., 1971) que estão próximos aos necessários para o cálculo das propriedades dos produtos de combustão. Essas propriedades são: composição dos produtos de combustão incluindo a fase condensada, temperatura, calor específico, massa molecular média, viscosidade, condutibilidade, coeficientes térmicos, etc.

Este método possui ampla difusão na Rússia, para prognosticar as características das várias instalações de alta temperatura (turbo-reatores, propulsores, motores de automóveis, caldeiras, etc.) e foi aprovado para projeção e pesquisas experimentais destas instalações.

DESCRIÇÃO DO MODELO

As noções básicas dos modelos de combustão (Alemassov, et al., 1971.) são:

a) Combustível. É a substância complexa (lenha, casca de arroz, etc.) que se descreve pela fórmula condicional ($b_{1C} \dots b_{1O} \dots b_{1N}$) que caracteriza o número relativo de átomos do tipo-'i' e entalpia (I_c).

b) Oxidante. É a substância que oxida o combustível (no resultado formam-se os produtos de combustão) e caracteriza-se pela fórmula condicional ($b_{1O_2} \dots b_{1O} \dots b_{1N_2}$) e entalpia (I_{ox}). No nosso caso o oxidante é o ar, cuja fórmula condicional é dada por: $[N_{52}O_{14}Ar_{0,31}]$.

c) Coeficientes κ_c (Kmol O_2 / Kmol C_{comb}) e k_m^0 (Kg O_2 / Kg C_{comb}). São relações estequiométricas de componentes que determinam a quantidade de oxidante minimamente necessária para a combustão completa do combustível; em particular, k_m^0 varia de 4 a 6 kg_{ar} / kg_{comb} para o bipropelente "lenha + ar". Para o processo concreto de combustão existe uma relação real entre combustível e oxidante que se chama relação dos componentes (κ e k_m).

d) Coeficiente de excesso do oxidante. Caracteriza as propriedades do meio reagente. Se $\alpha_{ox} < 1$ existe excesso de combustível e se $\alpha_{ox} > 1$ existe excesso de oxidante.

$$\alpha_{ox} = \kappa / \kappa_a = k_m / k_m^0 \quad (1)$$

No processo de fornos para a secagem de grãos há lugar para vários regimes de combustão e α_{ox} pode ficar no intervalo de 0,5 a 20.

e) Bipropelente. É uma substância condicional unida de combustível e oxidante (antes das interações químicas) e pode ser apresentada também pela fórmula condicional ($b_{1p} b_{2p} \dots b_{ip} \dots b_{jp}$) e entalpia (I_p) que se determinam pelas correlações:

$$b_{ip} = b_{iC} + \alpha_{ox} \cdot \kappa_a \cdot b_{iO_2} \quad (2)$$

$$I_p = \frac{I_c + I_{ox} \cdot \alpha_{ox} \cdot k_m^0}{1 + \alpha_{ox} \cdot k_m^0} \quad (3)$$

f) Produtos de combustão. No resultado do processo de combustão formam-se algumas substâncias gasosas (CO_2 , CO , H_2O , OH , H , O , etc.) e condensadas (SiO_2 , C^* , etc.) em diferentes concentrações, temperatura (T) determinada e algumas propriedades termodinâmicas. Estas substâncias possuem entalpias e entropias ($P = 1 \text{ atm}$) que são funções de T .

O problema principal, que possui importância prática para várias instalações que utilizam combustíveis vegetais, é determinar (por fórmulas condicionais prescritas do combustível e oxidante, por suas entalpias e por α_{ox}) as propriedades termodinâmicas dos produtos de combustão. Para a solução dessa tarefa a metodologia preferível é o modelo matemático de cálculo de estados quimicamente equilibrados por exemplo (Alemassov, et al., 1971).

Este modelo baseia-se em algumas equações termoquímicas:

1) Equação de dissociação de cada substância molecular tipo-'j' nos átomos tipo-'i':

$$\frac{\prod P_j^{P_j}}{P_j} = K_j \quad j = 1, \dots, m \quad (4)$$

onde K_j - é a constante de dissociação da substância-'j' nos átomos; P_i e P_j - são as pressões parciais das substâncias moleculares-'j' e substância átomos-'i'; a_j - é a quantidade de átomos tipo-'i' numa molécula-'j'.

2) Equações de conservação dos átomos nos produtos de combustão:

$$\sum_{j=1}^m a_{ij} \cdot P_j + P_i = b_{ip} \cdot M_c \quad i = 1, \dots, n \quad (5)$$

onde M_c é uma grandeza incógnita auxiliar

3) Equação de Dalton:

$$\sum_{q=1}^k P_q = P \quad (6)$$

onde: $q = 1, \dots, k$ sendo $k = m + n$; m - número de tipos de moléculas; n = número de tipos de átomos.

4) Equação da conservação da energia:

$$\frac{\sum I_q \cdot P_q}{\sum \mu_q \cdot P_q} = I_p \quad (7)$$

onde I_q e μ_q são respectivamente entalpia e massa molecular da substância "q".

Forma-se então um sistema de $m+n+2$ equações de mesmo número de incógnitas: P_i ($i=1, \dots, n$), P_j ($j=1, \dots, m$), M_c e T .

Para excluir a possibilidade de aparecerem valores negativos P_i e P_j , que não tem sentido físico, escreve-se as equações na forma logarítmica e as reduz-se para ser utilizado o método de Newton.

$$\begin{aligned} F_j &= \sum_i a_{ij} \cdot \ln P_i - \ln P_j - \ln K_j = 0 \\ F_i &= \ln \left(\sum_j a_{ij} \cdot P_j + P_i \right) - \ln M_c - \ln b_{ip} = 0 \\ F_q &= \ln \left(\sum_q P_q \right) - \ln P = 0 \\ I_p \cdot I_{pc} &= 0 \end{aligned} \quad (8)$$

Sendo I_{pc} a entalpia dos produtos de combustão.

Logo após é preciso calcular as derivadas parciais das funções termodinâmicas, que são necessárias para a determinação das propriedades dos produtos de combustão. Para isso é necessário resolver dois sistemas de equações lineares, que são obtidos das equações do sistema (8) no resultado da diferenciação pelo $\ln T$ para $P=\text{const}$ e pelo $\ln P$ para $T=\text{const}$. Por exemplo:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial \ln P_j}{\partial \ln T} \right)_P - \sum_i a_{ij} \left(\frac{\partial \ln P_i}{\partial \ln T} \right)_P &= - \left(\frac{\partial \ln K_j}{\partial \ln T} \right) \\ \sum_j a_{ij} P_j \left(\frac{\partial \ln P_j}{\partial \ln T} \right)_P + P_i \left(\frac{\partial \ln P_i}{\partial \ln T} \right)_P - B_i \left(\frac{\partial \ln M_c}{\partial \ln T} \right)_P &= 0 \\ \sum_q P_q \left(\frac{\partial \ln P_q}{\partial \ln T} \right)_P &= 0 \end{aligned} \quad (9)$$

As partes molares dos produtos de combustão (r_q) e a sua massa molecular média (μ_M) pode-se determinar respectivamente pelas fórmulas:

$$r_q = \frac{P_q}{P}; \quad \mu_M = \sum_q r_q \cdot \mu_q \quad (10)$$

Os coeficientes térmicos α_p e β_T são calculados por:

$$\alpha_p = \frac{1}{T} \left[1 - \left(\frac{\partial \ln M_c}{\partial \ln T} \right)_P \right] \quad (11)$$

$$\beta_T = \frac{1}{P} \left[1 + \left(\frac{\partial \ln M_c}{\partial \ln P} \right)_T \right] \quad (12)$$

O calor específico "frio" C_{pf} e o calor específico "equilibrado" C_{pe} pode-se determinar pelas fórmulas:

$$C_{pf} = \frac{\sum P_q \cdot C_{pq}}{P} \quad (13)$$

$$\begin{aligned} C_{pe} &= C_{pf} + \frac{1}{M_c \cdot T} \left[\sum_q P_q \cdot I_q \cdot \left(\frac{\partial \ln P_q}{\partial \ln T} \right)_P \right] - \\ &\quad - \frac{1}{T} \cdot \left(\frac{\partial \ln M_c}{\partial \ln T} \right)_P \end{aligned} \quad (14)$$

A grandeza C_{pe} corresponde a calor específico habitual para mistura gasosa, sem que ocorram mudanças na composição dos produtos de combustão. Mas sobre altas temperaturas realiza-se o processo de dissociação, para o qual é necessário energia complementar (Mukhachov (I.A., Shukin V.K., 1991), e o C_{pe} leva em conta esse fenômeno. Por outras fórmulas (Almassov, et al., 1971.) que aqui omitiremos e com a utilização de fórmulas da teoria cinética molecular dos gases, pode-se determinar também o coeficiente de viscosidade (η) e a condutibilidade calorífica (λ).

Habitualmente para determinar o conteúdo da fase condensada nos produtos de combustão é utilizado o método "clássico". De acordo com o esquema físico deste método a fase condensada surge se a pressão parcial da substância é maior que a pressão do vapor saturado ($P_p > P_p^*$). Neste caso $P_p = P_p^*$ e o resto da substância forma-se na fase condensada (Sissom, Pitta, 1988). Este método tem algumas limitações (regra de fases e convergência limitada). Para combustíveis vegetais a utilização deste método pode encontrar algumas dificuldades porque os produtos de combustão podem incluir algumas fases condensadas, por isso foi utilizado o método das grandes moléculas (GM). A essência desse método (Almassov, et al., 1973.) é que em cada fase condensada temos o conjunto de moléculas grandes e cada molécula grande possui 1000 moléculas habituais. Esta imitação representa muito bem a fase condensada.

Nos processos de combustão real, até coeficiente de excesso do oxidante maior que um, alguma parte de algum componente do combustível pode não participar do processo de combustão ou reagir na situação de falta de oxigênio. Ao mesmo tempo as temperaturas de ambos meios reagentes são iguais. Esta situação é observada nos turbos-motores e propulsores quando os componentes não misturam-se completamente. Para fornos esta variante é possível quando uma parte do carbono não queima, mas cai conjuntamente com a cinza na fase condensada. Esse efeito pode ser levado em conta com a ajuda do "método do meio local reagente" que foi incluído no modelo apresentado.

PESQUISA NUMÉRICA

Nas pesquisas numéricas foram obtidas as propriedades termodinâmicas e termofísicas dos produtos de combustão para os combustíveis: lenha-eucalipto, casca de arroz e bagaço de cana com influência da umidade no combustível e com combustão não completa. A informação inicial sobre a composição do combustível obtivemos de Jenkins (1990.) e estes dados que foram transformados de acordo com o modelo e estão mostrados abaixo:

Tabela 1

Combustível	I_c (KJ / Kg)	b_{C_c}	b_{H_c}	b_{O_c}	b_{N_c}	b_{Si_c}
lenha(eucalip.)	-4123	4,02	5,92	2,89	0,04	0,02
bagaço de cana	-5437	3,73	5,35	2,80	0,04	0,16
casca de arroz	5403	3,41	4,30	2,85	0,04	0,31

Propomos de acordo com os dados de (Salour, et al.,1989.) que principalmente a cinza consiste de SiO_2 condensado.

O meio reagente foi considerado com as substâncias: H, O, N, C, Ar, Si, H₂, H₂O, CO, NO, OH, CH₄, N₂, CO₂, SiO₂, S, S(O), SiO₂* (dióxido de silício condensado) e C* (carbono condensado), no caso do "meio local reagente" foram incluídos também CX e CX1*; pressão de 1 atm e coeficiente de excesso do oxidante com variação de 0,01 a 21.

Na figura 1 está mostrada a dependência da temperatura dos produtos de combustão em relação a α_{ox} para os três combustíveis pesquisados. Embora as temperaturas para os três combustíveis estejam próximas, sob o ponto de vista da secagem de grãos esses combustíveis apresentam vários efeitos caloríficos, pois temos vários valores k_m^2 .

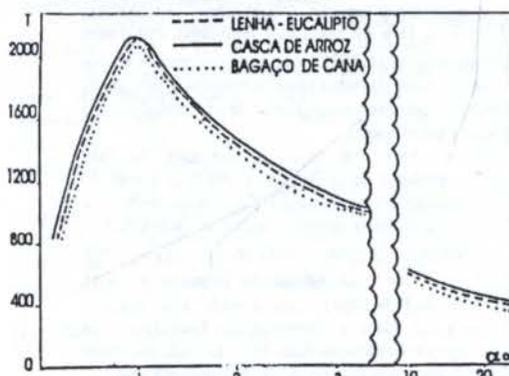


Figura 1: Dependência da temperatura dos produtos de combustão T(K) em função de α_{ox} .

Por isso à cada Kg do combustível nós obtemos diferentes quantidades de ar quente. Cada uma das quantidades de ar quente é considerada a produtividade ideal, mas na realidade por defeitos na construção dos fornos a produtividade real (obtida por dados experimentais) é consideravelmente baixa.

A figura 2 mostra a variação de C_{pT} e C_{pE} , que permite fazer as seguintes observações:

a) A diferença considerável entre C_{pT} e C_{pE} mostra o surgimento de erros em cálculos para temperaturas altas (α_{ox} no intervalo de 0,8 a 1,5) sem levar em conta a dissociação dos produtos de combustão.

b) A diferença entre C_{pT} e C_{pE} para α_{ox} no intervalo de 0,1 a 0,3 é considerada anormal, chegando a uma variação de mais de 800%. Analogamente temos dependências das condutibilidades (λ_T e λ_E) em relação a α_{ox} . Este efeito conserva-se para lenha com umidade mas a diferença entre C_{pT} e C_{pE} diminui (Fig. 3).

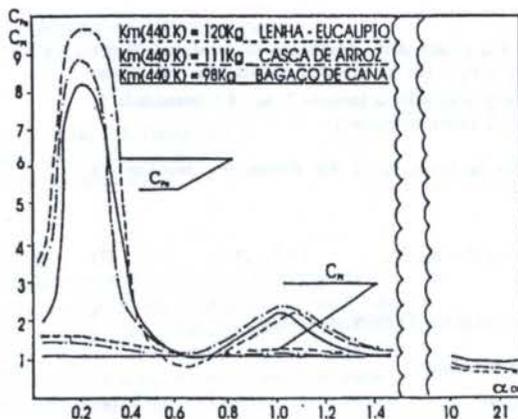


Figura 2: Variação de C_{p_e} e C_{p_T} (J/kg.K) em função de α_{ox} .

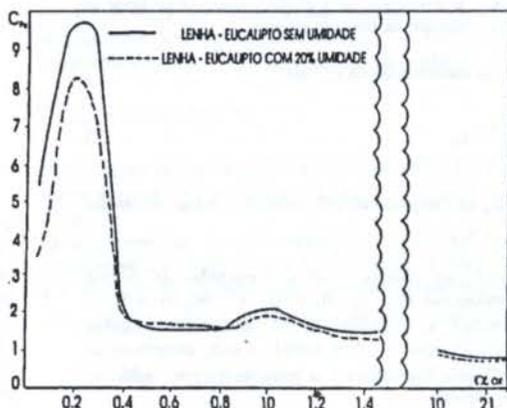


Figura 3: Influência da umidade no C_{p_e} (J/kg.K).

A influência da umidade nas principais características dos produtos de combustão está mostrada na figura 4. No intervalo da mudança de umidade de 0 a 30% a temperatura $T(\alpha_{ox}=1)$ e a produtividade $k_m(T=440K)$ caíram consideravelmente. Sendo que a produtividade caiu mais (-40%) do que a temperatura (-20%).

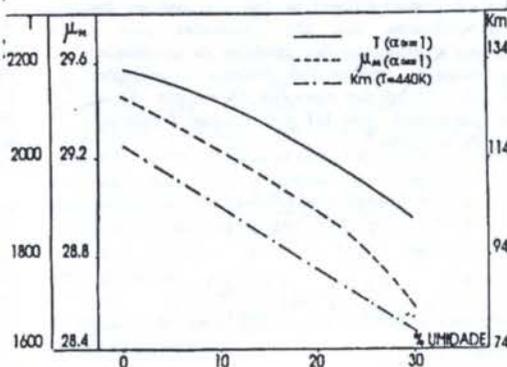


Figura 4: Influência da umidade em T(K), μ_e e k_m .

A figura 5 explica a grande diferença entre C_{pT} e C_{pE} . Podemos fazer as seguintes observações:

a) Ocorrem grandes mudanças na composição dos principais produtos de combustão (CO , CO_2) no intervalo α_{ox} de 0,01 a 0,8.

b) Se houver ausência de oxidante ($\alpha_{ox} < 0,1$) a combustão realiza-se por conta do oxigênio existente na lenha. Neste caso praticamente não aparece o CO , que é substituído por CO_2 e C^* . Com o aumento de α_{ox} passa-se a ter um aumento de CO onde o seu máximo é obtido em $\alpha_{ox} = 0,4$ e neste intervalo o CO_2 e o C^* diminuem. Com o novo aumento de α_{ox} a quantidade de C^* diminui até zero e a quantidade de CO também diminui, mas aumenta a quantidade de CO_2 . Quando $\alpha_{ox} > 1$ a quantidade de CO_2 começa a diminuir mais do que para $\alpha_{ox} = 1$, porque aparece excesso do oxidante.

c) Este processo se repete também para a lenha com umidade mas com efeitos menores.

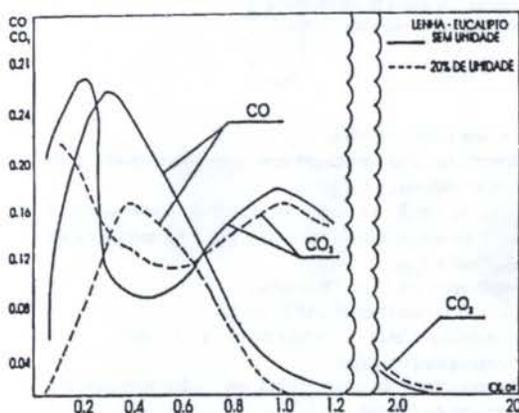


Figura 5: Alteração na composição dos produtos de combustão (CO e CO_2) em função de α_{ox} .

Podemos observar (figura 6) que nos combustíveis pesquisados, a composição dos produtos de combustão na fase gasosa apresenta uma pequena variação, mas na fase condensada a variação é considerável, sendo que a maior variação se apresenta na casca de arroz, o que é afirmado por dados experimentais (Salour, et al., 1989).

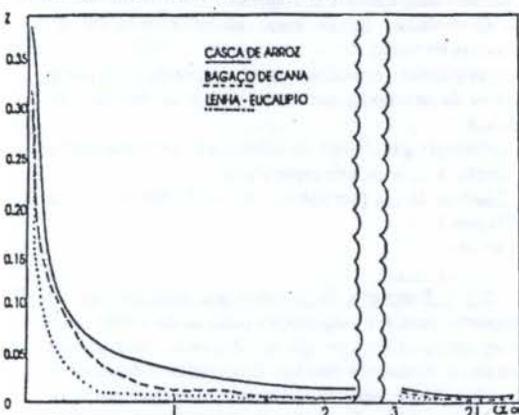


Figura 6: Composição dos produtos de combustão na fase condensada em função de α_{ox} .

Na figura 7 está mostrada a influência da combustão não completa na lenha. Realizamos os cálculos com a fórmula condicional do combustível modificada:

$$[\text{C}_x\text{H}_y(\text{O}, \text{N}_2) \dots \text{C}_x\text{H}_y\text{O}_z] \text{ sendo } \zeta = 0, 5, 10 \text{ e } 15.$$

Embora parte considerável do carbono possa não participar da combustão, o hidrogênio reage totalmente, o que faz com que não ocorram grandes mudanças.

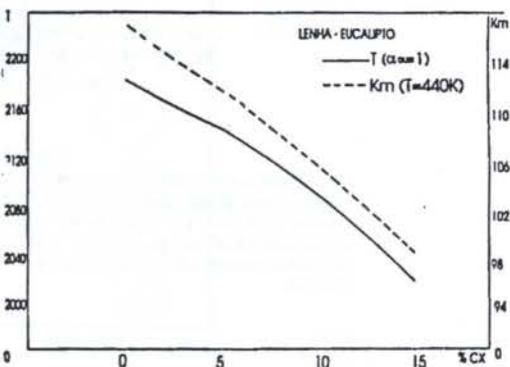


Figura 7: Influência da combustão não completa.

CONCLUSÃO

1. No trabalho, o modelo e algoritmo (Alemassov, et al., 1971) foram utilizados para calcular as propriedades termodinâmicas e termofísicas dos produtos de combustão para combustíveis vegetais. Levando em conta a fase condensada foi utilizado o método das grandes moléculas.

2. Foram realizadas pesquisas numéricas para produtos de combustão dos combustíveis: "lenha-eucalipto + ar", "Bagaço de cana + ar" e "casca de arroz + ar", obtendo as propriedades necessárias para projetar fornos: λ , C_{pf} , C_{pe} , T_{pe} , etc. Foram encontrados efeitos de grandes desacordos entre C_{pf} e C_{pe} para α_{ox} no intervalo (0,01;0,6). Essas diferenças já foram constatadas para outros tipos de bipropelentes considerando temperaturas mais elevadas (Alemassov, et al., 1971).

REFERÊNCIAS

- Alemassov V.E., et al, "Termodinamicheskie e teplo fizicheskie svoystva produktov sgoraniya", Guia, Vol.1, VINITI Moscou, 1971.
- Alemassov V.E., et al, "Termodinamicheskie e teplofizicheskie svoystva produktov sgoraniya", Guia, Vol.3, VINITI Moscou, 1973.
- Jenkins B.M. "Fuel Properties For Biomass Materials. Anais do International Symposium on Application and Management of de Energy in Agriculture", 1990.
- Mukhachov G.A., Shukin V.K. "Termodinâmica e Transmissão de Calor", Ed. Escola Superior, Moscou, Rússia, 1991
- Salour D., et al, "Combustion of Ricestraw and Straw/wood Fuel Blends in Fluidized Bed Reactor", Anais do International Winter Meeting, New Orleans, USA, 1989.
- Sisson L. E., Pitts D. R., "Fenômenos de Transporte", Guanabara, RJ, Brasil, 1988.

ABSTRACT

This work uses the chemically balanced states calculation method together with the large molecules' and the reacting local environment methods to determine the properties of vegetable fuels. Information about the main properties of the combustion products for some vegetable fuels, necessary while designing the furnaces, was obtained. An anomalous behavior was observed for specific heat and conductivity, depending on the oxygens excess coefficient.

SEGUNDO COEFICIENTE VIRIAL DO METANO ATRAVÉS DE UM MÉTODO DE VARIAÇÃO DA TEMPERATURA

José Vicente H. d'Angelo e Artur Z. Francesconi
DESQ - FEQ - UNICAMP Caixa Postal 6066
13081-970 Campinas - SP

RESUMO

Este trabalho apresenta dados do segundo coeficiente virial do metano, obtidos através de um método relativo de variação da temperatura a volume constante. O objetivo deste trabalho foi explorar o potencial de um equipamento, projetado originalmente para operar usando o método relativo de variação de volume a temperatura constante. Os dados foram obtidos a 323,15 K e a pressões abaixo da atmosférica. Os resultados foram comparados com dados da literatura.

1-INTRODUÇÃO

Os métodos experimentais usados para obter o segundo coeficiente virial, B , podem ser classificados em dois grupos. O primeiro envolve medidas P-V-T e é responsável pela grande maioria de dados disponíveis na literatura. O segundo emprega diversas outras técnicas como: medidas do índice de refração, coeficiente Joule-Thomson, velocidade do som, etc. O primeiro grupo pode ser dividido em métodos relativos e absolutos, no caso de utilizarem ou não um gás de referência (Mason e Spurling, 1969).

Um método bastante utilizado na determinação de B é o método relativo a baixas pressões (Schramm e Müller, 1982; Schramm et al., 1991). Baseia-se no fato de dois gases distintos comportarem-se de modo diferente quando a eles é aplicado um certo processo, onde estão envolvidas variações nas grandezas P-V-T. Este método pode se valer de duas técnicas:

- 1- Variação de volume a temperatura constante (compressão ou expansão isotérmicas);
- 2- Variação da temperatura a volume constante (aquecimento ou resfriamento isocóricos).

Este trabalho teve como objetivo explorar o potencial de um equipamento, originalmente projetado para utilizar a técnica da expansão isotérmica, aplicando-se o método relativo da variação isocórica da temperatura. Para avaliar seu desempenho, mediu-se o segundo coeficiente virial do metano a 323,15 K. São apresentadas comparações dos resultados obtidos com dados disponíveis na literatura, que utilizaram outros métodos para o cálculo do segundo coeficiente virial.

2 - EQUIPAMENTO E METODOLOGIA

O equipamento e a metodologia experimental utilizados são similares àqueles relatados por Schramm et al. (1991). A diferença deste trabalho está na técnica aplicada ao equipamento, variação da temperatura a volume constante; no lugar da adotada por Schramm (expansão isotérmica para medidas de B à temperatura ambiente). A aparelhagem utilizada é apresentada esquematicamente na Figura 1. Os principais componentes do equipamento são:

- 1 - Sistema de Vácuo: constituído de uma bomba difusora a

- óleo e uma bomba rotativa;
- 2 - Armadilhas frias: resfriadas com nitrogênio líquido, para condensar impurezas dos gases;
- 3 - Células de Vidro: onde os gases são submetidos à variação de temperatura. Volume \approx 170 ml e espessura da parede igual a 3 mm;
- 4 - Manômetro em U com mercúrio;
- 5 - Banho Termostático HAAKE N4-B;
- 6 - Vacuômetro: faixa de medida de 10^{-3} a 10^3 mbar;
- 7 - Parafuso micrométrico;
- 8 - Reservatórios de gases: feitos em vidro borossilicato com volume de 2 litros;
- 9 - Termômetro com mercúrio;
- 10 - Condensador de membrana: é utilizado para medir diferenças de pressão entre os dois lados do sistema. Este dispositivo possui uma membrana de aço inoxidável, que separa o sistema em dois lados e funciona como um capacitor de capacitâncias variáveis. Maiores detalhes podem ser encontrados em Lichtenthaler et al. (1969) e Schramm et al. (1991);
- 11 - Termostato e agitador mecânico;
- 12 - Controlador digital: para leitura e controle da temperatura do banho;
- 13 - Amplificador: amplifica o sinal produzido pela ponte capacitiva do circuito ao qual está ligado o condensador de membrana;
- 14 - Voltímetro: para leitura da diferença de potencial como uma função da diferença de capacitância;
- 15 - Cilindros de gás (nitrogênio - 99,995% min. e metano 99,97% min.);
- T - torneiras.

2.1 - Descrição da metodologia experimental. O equipamento possui quatro células (esferas de vidro), com volumes aproximadamente iguais, dispostas duas a duas dentro de um banho termostático. Este conjunto de pares de células é separado por um condensador de membrana, o qual é capaz de medir sensíveis diferenças de pressão (aproximadamente 1 Pa) entre os dois lados do sistema. Um dos lados, denominado lado variável, possui um parafuso micrométrico, consistindo de um tubo de aço inoxidável no qual um êmbolo pode se mover de modo a alterar o volume deste lado, aumentando-o ou diminuindo-o. O êmbolo está acoplado a uma escala micrométrica de modo que seu deslocamento pode ser medido.

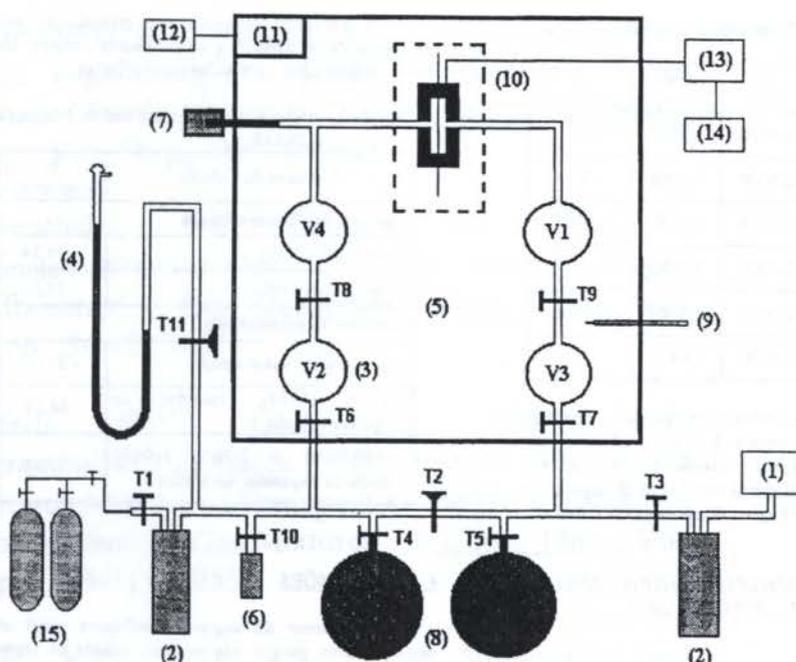


Figura 1 - Esquema da aparelhagem utilizada nos experimentos

O gás de referência (nitrogênio) e o gás em estudo (metano) são alimentados nas células (previamente evacuadas), através dos reservatórios, simultaneamente, um de cada lado do sistema, de modo a evitar grandes diferenças de pressão, que poderiam danificar a membrana do condensador.

Após alimentados os gases, procede-se com a equalização da pressão em todo o sistema, abrindo-se por um pequeno intervalo de tempo as torneiras T2, T11 e T6 a T9 (as demais são mantidas fechadas). Aguarda-se por um período de 30 minutos, para que a membrana possa atingir a posição de repouso e também para que os gases entrem em equilíbrio térmico com o banho termostático. Após este período, todo o sistema estará na temperatura inicial TP1, alcançada através do controlador de temperatura do banho. Neste momento, a membrana do condensador estará na posição vertical, indicando igualdade de pressão de ambos os lados à temperatura TP1. Para se certificar desta igualdade, abrem-se as torneiras T6 a T9 e também T2 por aproximadamente 1-2 minutos, voltando a fechá-las em seguida. O valor indicado no voltímetro é então anotado. Este valor corresponde ao estado de igualdade de pressão entre os lados do sistema à temperatura TP1, obtido em função da posição da membrana do condensador, que está ligada ao circuito capacitivo do amplificador. Denomina-se este valor de "Ponto Zero". A escala do êmbolo do parafuso micrométrico encontra-se neste momento numa posição denominada h1.

Inicia-se o aquecimento do banho (que usa água como fluido), programando-se o controlador para atingir a temperatura final desejada de 323,15 K, denominada TP2. À medida que o aquecimento do sistema se processa, observa-se uma alteração no valor indicado pelo voltímetro. Esta alteração se deve ao comportamento diferente dos gases sob aquecimento, que gera uma pequena diferença de pressão

entre os lados do sistema, detectada pelo condensador de membrana, que é visualizada através do sinal do voltímetro. Esta alteração se torna mais pronunciada com o aumento da temperatura.

Como a taxa de aquecimento é lenta, assegura-se que após atingida a temperatura final estipulada, os gases no interior das células estejam próximos do equilíbrio térmico com o banho. Para garantir este equilíbrio, aguarda-se ainda por um período de 30 minutos, antes de anotar o valor final indicado pelo voltímetro.

Deseja-se agora retornar o valor do voltímetro ao "Ponto Zero", determinado anteriormente e que significava o estado de igualdade de pressões entre os lados. Para tal, utiliza-se o parafuso micrométrico, de modo a comprimir ou expandir, conforme o caso, o gás que se encontra do lado variável. Quando o "Ponto Zero" é novamente alcançado e mantém-se estável por um certo período de tempo, a escala do parafuso micrométrico indica uma nova posição, denominada h2.

A diferença entre os coeficientes viriais dos gases é proporcional ao volume acrescido ou retirado (Δv) através do acionamento do parafuso micrométrico. Este volume é calculado conhecendo-se os valores de h1, h2 e f (área da seção transversal do êmbolo = 0,5027 cm²). Os volumes das células e B do nitrogênio também são conhecidos e assim, pode-se calcular o segundo coeficiente virial do metano, utilizando as outras variáveis do sistema.

3 - RESULTADOS EXPERIMENTAIS

A Tabela 1 apresenta os resultados experimentais do segundo coeficiente virial do metano a 323,15 K (TP2), obtidos pelo método experimental descrito no item 2.1. A temperatura inicial (TP1) foi em todos os casos 303,15 K.

Tabela 1 - Resultados Experimentais para B do metano a 323,15 K.

Exp.	P _o (mmHg)	h1 (cm)	h2 (cm)	B (cm ³ /mol)
1	470,0	2,5000	2,3792	- 30,1
2	610,3	2,5000	2,3908	- 32,3
3	587,5	2,0000	1,8616	- 30,7
4	515,8	2,5000	2,3872	- 31,2
5	639,0	2,0000	1,8764	- 31,9
6	449,0	2,0000	1,8852	- 30,2

As incertezas nos dados experimentais relatados aqui são de aproximadamente $\pm 1,52$ cm³/mol. Este valor foi calculado através de uma análise das incertezas e propagação de erros incluídos nos cálculos de B, seguindo o procedimento descrito por Pugh e Winslow (1957). Assim:

$$\Delta Be(TP2) = f \left[\frac{\Delta Be(TP1), \Delta Br(TP1), \Delta Br(TP2), \Delta P_o, \Delta TP1, \Delta h1, \Delta h2}{\Delta P_o, \Delta TP1, \Delta h1, \Delta h2} \right] \quad (1)$$

onde:

Δ = incerteza;

P_o = pressão inicial do sistema (de preenchimento)

Br = segundo coef. virial do gás de referência

Be = segundo coef. virial do gás em estudo

As incertezas das variáveis medidas foram estimadas como sendo a metade da menor divisão da escala utilizada.

Desse modo:

$$\Delta P_o = \pm 0,5 \text{ mmHg};$$

$$\Delta TP1 = \pm 0,005 \text{ K};$$

$$\Delta h1 = \Delta h2 = \pm 0,0001 \text{ cm};$$

$$\Delta Be(TP1) = \Delta Br(TP1) = \Delta Br(TP2) = \pm 0,5 \text{ cm}^3/\text{mol}$$

Para se calcular o valor de B do metano através do método da variação isocórica da temperatura, utiliza-se a equação (2), dada por:

$$Be(TP2) = Be(TP1) + Br(TP2) + \frac{R \cdot TP1}{P_o} + \frac{(V^* + h2 \cdot f)}{(V^* + h1 \cdot f)} \left[\frac{R \cdot TP1}{P_o} + Br(TP1) \right] \quad (2)$$

onde:

V* = volume característico da aparelhagem, calculado por um processo de calibração do equipamento, utilizando-se o gás de referência em ambos os lados do sistema e os valores conhecidos dos volumes das células. Seu valor é: 339,0285 ml.

R = constante universal dos gases ideais (utilizou-se o valor 62,358 cm³mmHg/mol.K, para tornar compatíveis com unidades das outras variáveis).

Os valores do segundo coeficiente virial dos gases, retirados da literatura para uso na equação acima, são:

$$Be(TP1) = - 40,91 \text{ cm}^3/\text{mol} \quad (\text{Douslin et al., 1964})$$

$$Br(TP1) = - 4,17 \text{ cm}^3/\text{mol} \quad (\text{Pfefferle et al., 1955})$$

$$Br(TP2) = - 0,56 \text{ cm}^3/\text{mol} \quad (\text{Duschek et al., 1988})$$

A Tabela 2 apresenta uma comparação entre os resultados deste trabalho e os de outros autores, além de dados obtidos com correlações generalizadas.

Tabela 2 - Segundo Coeficiente Virial do Metano a 323,15K.

Métodos de Cálculo	B (cm ³ /mol)
Correlações Generalizadas	
Pitzer-Curl (1957)	- 34,34
Tsonopoulos (1974)	- 34,50
Métodos Experimentais	
Este trabalho (valor médio)	- 31,07
Douslin (1964), medidas de compressibilidade	- 34,23
Lichtenthaler & Schäfer (1969), método da expansão isotérmica	- 33,80

4 - CONCLUSÕES

Os valores do segundo coeficiente virial obtidos neste trabalho, para o gás metano, através da técnica de variação isocórica da temperatura, mostram um desvio de 5 a 10 % quando comparados com os valores da literatura. Algumas modificações na aparelhagem tais como: um banho termostático melhor, melhorias no isolamento térmico em algumas partes do equipamento e medidas em uma faixa mais ampla de temperatura (mais de 50 K), dada por TP2 menos TP1, devem apresentar desvios da ordem de 1 a 2 % nos valores de B (Hauck, 1991).

Concluindo, o equipamento aqui descrito e a metodologia experimental utilizada, são capazes de medir com sucesso o segundo coeficiente virial de gases, sendo os resultados aceitáveis dentro dos limites da incerteza experimental.

REFERÊNCIAS

- Douslin, D.R., Harrison, R.H., Moore, R.T., McCullough, J.P. "P-V-T Relations for Methane", *J. Chem. Eng. Data*, Vol. 9, pp. 358-363, 1964.
- Duschek, W., Kleinrahm, R., Wagner, W., "Measurement and Correlation of (pressure, density, temperature) relation of Nitrogen in the Temperature Range from 273.15 K at Pressures up to 8 Mpa", *J. Chem. Thermod.*, Vol. 20, pp. 1069-1077, 1988.
- Hauck, J. "Messung zweiten Virialkoeffizienten von Fluorchlorkohlenwasserstoffen und Fluorkohlenwasserstoffen im Temperaturbereich von 296 K bis 475 K zur Bestimmung des zwischenmolekularen Potentials". Tese de Doutorado, Universidade de Heidelberg, Alemanha, 1991.
- Mason, E.A., Spurling, T.H. "The International Encyclopedia of Physical Chemistry and Chemical Physics - Topic 10 - The Fluid State - Volume 2: The Virial Equation of State", Pergamon Press, London, 1969.

- Lichtenthaler, R.N., Schäfer, K., "Zwischenmolekulare Kräfte kugelförmiger Molekeln ermittelt aus zweiten Virialkoeffizienten", Ber. Bunsenges. Phys. Chem., Vol. 73, pp. 42-48, 1969.
- Lichtenthaler, R.N., Schramm, B., Schäfer, K., "Präzisionsmeßmethoden für den zweiten Virialkoeffizienten", Ber. Bunsenges. Phys. Chem., Vol. 73, pp. 36-41, 1969.
- Pfefferle, W.C., Goff, J.A., Miller, J.G., "Compressibility of Gases I - The Burnett Method. An Improved Method of Treatment of the Data. Extension of the Method to Gas Mixtures", J. Chem. Phys., Vol. 23, pp. 509-513, 1955.
- Pitzer, K.S., Curl, R.F., "The Volumetric and Thermodynamic Properties of Fluids. III. Empirical Equation for the Second Virial Coefficient", J. Am. Chem. Soc., Vol. 79, pp. 2369-2370, 1957.
- Pugh, E.W., Winslow, G.H., "The Analysis of Physical Measurements", Addison-Wesley, Massachusetts, 1966.
- Schramm, B.; Müller, W., "Messungen des zweiten Virialkoeffizienten von Gasen und Gasmischungen bei Zimmertemperatur mit einer Expansionsapparatur", Ber. Bunsenges. Phys. Chem., Vol. 86, pp. 110-112, 1982.
- Schramm, B., Elias, E., Kern, L., Natour, Gh., Schmitt, A., Weber, Ch., "Precise Measurements of Second Virial Coefficients of Simple Gases and Gas Mixtures in the Temperature Range Below 300 K", Ber. Bunsenges. Phys. Chem., Vol. 95, pp. 615-621, 1991.
- Tsonopoulos, C., "An Empirical Correlation of Second Virial Coefficients", AIChE J., Vol. 20, pp. 263-272, 1974.

Lista de Autores

Angulo, C.	Depto. de Ingeniería Mecánica de la Univ.e del País Vasco
Angulo, N.	Depto. de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia - Univ. Simón Bolívar
Anzou, L.A.	DMC/FEM/UNICAMP
Aparicio, F.	Inst. Universitário del Automóvel - INSIA
Arato Jr., A.	Depto. de Enga. Mecânica - FEIS-UNESP
Araújo, A.C.P.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica
Araújo, A.M.	Depto. de Eng. Mecânica - UFPE
Araújo, S.R.	Depto. de Tecnologia Mecânica/CT Lab. de Energia Solar - UFPB
Arciniega, T.	Depto. Enga. Mec. Centro Politécnico Superior de Ingenieros - Univ. de Zaragoza
Ares, J.E.	Univ. de Vigo - Dpto. de Ingeniería Mecánica
Ares, E.	Area IPJ Depto. de Ingeniería Mecánica - Universidad de Vigo
Ariño, S.B.	Depto. de Ingeniería Mecánica - Centro Politécnico Superior, Univ. de Zaragoza
Arney, M. S.	Depto. of Aerospace Engineering and Mechanics - Univ. of Minnesota
Aroussi, A.	Department of Mechanical Engineering - Nottingham Univ.
Arroyo, N.R.A.	Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Arruda, J. R. F.	Depto. de Mecânica Computacional - FEM - UNICAMP
Artés, M.	Depto. Mecanica - ETSII UNED
Ascanio, G.	Centro de Instrumentos, Univ. Nacional Autónoma de México
Auatti, S.S.M.	Depto. de Enga. Mecânica Escola Técnica Federal de Campos -
Auciello, N.M.	Dept. de Ingeniería Estructural y macánica de suelos- Univ. de la Basilicata
Auth, C.J.M.	UNIJUÍ - Programa de Pós-Grad. em Modelagem Matemática
Avial, M. R.	Depto. de Ingeniería de Construcción y Fabricación E.T.S. de Ingenieros Industriales,
Ayerbe, A.	Centro de Transferencia Tecnologica y Robotica
Azevedo, J. A.	Lab. de Ensaio Acústicos - Divisão de Acústica e Vibrações-INMETRO
Azevedo, J.L.F.	Inst. de Aeronáutica e Espaço - Centro Técnico Aeroespacial
Azevedo, L.F.A.	Depto. de Eng. Mecânica - PUC-RJ
Azevedo, M.C.R.	Depto. de Eng. Química - Fac. de Eng. Química - UNICAMP
Baborsa, J. M. A.	DEM - PUC-RJ
Babuska, I.	• Department of Mathematics (Inst. for Physical Sc. and Technology - UMCP
Bachiller, A.M.	Depto. de Ingeniería de Construcción y Fabricación - UNED
Back, N.	Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Baldazo, R.	Depto. de Ingeniería Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
Baldelli, D.	Depto. de Electrónica, Fac. de Ingeniería - Univ.e de Buenos Aires
Baldo, É.D.	DEF/FEM/UNICAMP
Balestieri, J.A. P.	Depto. de Energia - UNESP
Balestieri, J.A.P.	UNESP
Ballesteros, R.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
Balthazar, J. C.	Department of Mechanical Engineering- Univ. of Brasília
Balthazar, J.M.	Inst. de Geociências e Ciências Exatas - Univ.e Estadual Paulista - Campus Rio
Balthazar, J.M.	Inst. de Geociências e Ciências Exatas - Univ.e Estadual Paulista - Campus Rio
Baptista, C.A.R.P.	CEMAR/FAENQUIL
Barba Jr., D.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão
Barbieri, A.	Inst. de Mecanica Aplicada - Fac.e de Ingeniería - Univ.e Nacional de San Juan
Barbieri, N.	COPEL-CEFET
Barbieri, R.	Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Engenharia de Joinville
Barbosa Jr., J.R.	Depto. de Enga. Mecânica - EE/COPPE/URFJ
Barbosa, E. M. de S.	Grupo Pesquisas Fontes alternativas Energia-Depto Energia Nuclear-Univ. Fed. Pernambu
Barbosa, P. F.	Depto. de Engenharia de Materiais - Fac. de Engenharia Mecânica - UNICAMP
Barbosa, S.C.	ENMAC Materiais Compostos Ltda
Barca, L. F.	Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Barcellos, C.S.	UFSC - Depto. de Enga. Mecânica
Barcellos, K.M.	Depto. de Enga. Química - UFPA
Barreto, A.A.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Barreto, R.G.	Depto. de Ciências Fisiscas/Lab. de Eng. de Materiais - UFU
Barreto, M.R.P.	EP-USP

Lista de Autores

Barrientos, G.	Depto. de Eng. Mecânica - Univ.e de Concepçlon
Barros, R.M	DMC/FEM/UNICAMP
Barros, R.M.	Depto. de Eng. Fabricação - FEM - UNICAMP
Barros,P.N. A.	Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear (CDTN/CNEN)
Barroso, M.A.S.	Depto. de Enga. Química - UFU
Bartoli, F.P.	Depto. de Eng. Mecânica - UnB
Bastos, L.E.G.	COPPE/UFRJ
Batista, L. M. F. L.	Depto. de Eng. Química - Fac. de Eng. Química - UNICAMP
Batista, A.C.	Depto.Enga. Mec. Fac. Ciências e Tec. da Univ. Castanholá Coimbra
Bavaro, M.A.	U.T.N. Regional Haedo
Bazán, F.S.V.	UFSC-CFM - Depto. de Matemática
Bazzo, E.	EMC/UFSC
Bazzo, W.A.	Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Belandria, L.M.S.	Escuela de Ingenieria Mecánica - Dept. de tecnología y Diseño - Univ. de Los Andes
Belchior, Carlos Rodrigues P	PENO-COPPE/UFRJ
Bellés, P. M.	Dept. de Ingenieria - Univ.e Nacional del Sur
Bello, J.	Depto. de Termodinámica - Universida Simón Bolívar
Bello, J.B.	Depto. de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia - Univ. Simón Bolívar
Belmonte, C.A.	Depto. de Consersión y transporte de Energia - Univ. Simón Bolívar
Belo,E.M.	USP - Depto. de Engenharia Mecânica
Beltran, J. I. L.	UNICAMP/FEM/DE
Benajes, J.	CMT Dept. - Univ. Politécnica
Benedetti, A.V.	Depto de Físico-Química, Inst. de Química - UNESP
Benelmir, R.	LENTA - URA - CNRS 875, Université Nancy I
Benevenuto, F.J.	UNICAMP/FEM/DETF
Benito, N.	Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI
Bermúdez, V.	Dept. de Máqueneria - Inst. Superior Politécnico
Bernardo, V.	Depto. de Eng. Fabricação - FEM - UNICAMP
Berthoud, J.S.	Depto. de Hidráulica e Saneamento - UFES
Bertolini, P.V.	Depto. de Mecânica Computacional - UNICAMP
Bet, L.	DEM-UFRN
Betegón, C.	Dep. Construcción e Ingenieria de Fabricación - E.T.S. Ingenieros Industriales de Gijón
Beyer, P.O.	Programa de Pós-Graduação em Enga, Mecânica - UFRGS
Bianchi, E.C.	Depto. de Enga. Mecânica - UNESP
Bilac, S.A.B.	Lab. de Materiais - LABMAT - UFSC
Bilbatúa, J.P.	Depto. de Ingenieria Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
Billa, R.	Depto. de Engenharia Mecânica - UFU
Bizarria, F. C. P.	Inst. de Aeronáutica e Espaço - Divisão de Eletrônica-CTA
Bizarro, F.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica - ITA
Bianco, E.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
Bianco, J.	Univ. de La Rioja
Bianco, J.M.	Dept. de Ingenieria - Univ. Nacional del Sur
Bocca, J.C.	Inst. de Mecánica Aplicada - Fac.e de Ingenieria - Univ.e Nacional de San Juan
Bodstein, G.C.R.	Lab. de Mecânica dos Fluidos e Aerodinâmica - COPPE/UFRJ
Boehs, L.	GRUCON- Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Bohes, L.	Depto. de Eng. Mecânica - CT - UFSC
Bolmann, A.	Centro Tecnológico - Depto. de Enga. Mecânica - LASHIP - UFSC
Bones, C.A.	Centro Técnico Aeroespacial
Bonilha, J.R.	CTH-USP
Bonnier, G.]	INMETRO
Bonzini, N.	Lab. de Estudio y Ensayo de Materiales Depto. de Ingenieria - Univ. Nacional del Sur
Bordalo, S.N.	Fac. de Eng. Mecânica - UNICAMP
Borges, E.M.	Inst. de Estudos Avançados (IEAV/CTA)
Borges, J.E.	Depto. de Enga. Mecânica, Inst. Superior Técnico
Borges, L.A.	Programa de Enga. Mecânica - PEM/COPPE - Depto. de Enga. Mecânica-UFRJ

Lista de Autores

Borges, R.	GRUCON- Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Borjes, L.	Programa de Enga. Mecânica - EE-UFRJ
Bork, C.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão
Bortolus, M.V.	CERT/DERMES
Bortoni, E.C.	Escola Federal de Enga. de Itajubá
Botelho, B. L.	GRACO - Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Tecnologia - UnB
Bousson, K.	AS/LAAS du CNRS
Bracarense, A.Q.	DEMEC- UFMG
Braga, C.V.M.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Braga, A.M.B.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Braga, F.P.	Dept. de Eng. Mecânica - UFMG
Braga, S.L.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Branco, C.M.	Dept. de Eng. Mecânica - Inst. Superior Técnico
Brasil Jr., A.C.P.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ.e de Brasília
Brasil, R.M.L.R.F.	Dept. de Engenharia de Estruturas e Fundações - Escola Politécnica da USP
Braz Filho, F. A.	Inst. de Estudos Avançados (IEAv/CTA)
Bremer, C.F.	Escola de Eng. de S. Carlos - USP
Brto, J.N.	Depto. de Eng. Mecânica - FUNREI - MG
Brum, Ni.C.L.	Depto. de Enga. Mecânica - EE/COPPE/URFJ
Bubnovich, V.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Univ. de Santiago de Chile
Burgos, A.	Depto. de Ingeniería Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
Button, S. T.	Depto. de Engenharia de Materiais - Fac. de Engenharia Mecânica - UNICAMP
Caamaño, M.	Depto. de Electrónica, Fac. de Ingeniería - Univ.e de Buenos Aires
Cabal, R. Á.	Dpt. de Construcción y Fabricacion - E.T.S. I Industriales - U.N.E.D.
Cabanellas, J.M.	INSIA- Univ. Politecnica Madrid
Cáceres, C.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Univ. de Santiago de Chile
Cacho, J.G. L.	Inst. de Motores de Combustion Interna, Fac. de Ingeniería Mecánica,
Cacho, R.	INSIA (Inst Univer. de Investigación del Automóvil) Univ. Politecnica de Madrid
Calafate Vasconcelos, B.J.	Fac. de Eng. da Univ.e do Porto
Caldeirani Filho, J.	Bl. M - Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Calero, J. I. P.	Univ. E.T.S. Arquitectura de Sevilla
Camargo, L. F. S.	Depto. de Fabricação e Projeto de Máquinas - Centro de Tecnologia - UFSM
Camargos, R. P.	CEMIG
Cambraia, H. N.	Depto. de Engenharia Mecânica
Cambraia, H.N.	Depto. de Enga. Mecânica - FEIS-UNESP
Camelio, J.	Depto. de Ingeniería Mecánica - P. Univ. Católica de Chile
Campos, A.	Nuclear Engineering - Idaho State University
Campos Pérez, Y. S.	Fac. de Ingeniería Mecánica - Univ. Central de Las Villas
Campos, A.D.	PEM/COPPE/URFJ
Campos, H.B.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola de Enga. - UFMG
Campos, P.R.B.	Depto. de Enga. Eletrônica - CEFET-PR
Campos, R.	UNICAMP/FEM/ Lab. de Automação e Robótica
Canale, A.C.	Escola de Eng. de São Carlos - USP - Depto. de Enga. Mecânica
Canale, L. C. F.	Dept. de Materiais - Escola de Engenharia de São Carlos - USP
Canteli, A. F.	E.T.S.I. Industriales de Gijon
Canteli, A. F.	E.T.S. Ingenieros Industriales de Gijón - Depto. de Const. e Ingeniería de Fabricacion
Cantelli, A. F.	Dep. Construcción e Ingeniería de Fabricación - E.T.S. Ingenieros Industriales de Gijón
Caputo, A.C.	Dept. of Energetics, Faculty of Engineering - Univ. of L'Aquila
Carajlescov, P.	Depto. de Enga. Mecânica - UFF
Carbonel, C.	Lab. Nacional de Computação Científica LNCC/CNPq
Carceller, E.	Depto. de Electrónica, Fac. de Ingeniería - Univ.e de Buenos Aires
Cardarelli, G.	Dept. of Energetics, Faculty of Engineering - Univ. of L'Aquila
Cárdenas, F.B.	Fac. de Ing. Mecânica - Inst. superior politécnico José Antonio Echeverría
Cardoso, Francisco J.A.	Depto. de Enga. Mecânica - Grupo de Controló, Automação e Robótica - Inst. Superior Té
Carlassare, C.A.	U.T.N. Regional Haedo

Lista de Autores

Carpaneto, P.	Inst. de Mecânica Aplicada - Fac.e de Engenharia - Univ.e Nacional de San Juan
Carpinetti, L.C.R.	Depto. de Enga. Mecânica - LAMAFE - Escola de Eng. de São Carlos - USP
Carrascal, M. T.	Dept. de Mecânica , E.T.S. Ingenieros Industriales - UNED
Carrasco, F.	Depto. de Ingeniería Química e Ingeniería Metalúrgica - Univ. de Giron
Carrero, E.R.	E.U. de Formación del Profesorado de E.G.B. - Univ. de Salamanca
Carta, J.A.	Univ. Las Palmas de G. C., Depto de Ing. Mec., Campus Tafira
Carvajal, F. M.	Univ. Politécnica de Catalunya -E.T.S. Inge. Industriales Barcelona
Carvalho Jr. J.A.	Lab. Associado de Combustão e Propulsão - INPE
Carvalho, A.C.P.L.F.	Dept. de Ciências de Computação e Estatística - SCE - Inst. de Ciências Matemáticas
Carvalho, E.R.	DMC/FEM/UNICAMP
Carvalho, J.C.M.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Carvalho, M. A. M.	Laborat de Termociências e Metrologia Dinâmica-Depto. de Eng. Mecânica - Univ. de Brasi
Carvalho, M. F.	UNICAMP/FEM
Carvalho, P.M.	RPSE/DIROL - PETROBRÁS
Carvalho, R. B.	DEM - PUC-RJ
Carvalho, R.R.S.	Esc. Fed. Engenharia Itajubá -Depto Produção
Casarin, S.J.	Escola de Eng. de São Carlos - Depto. de Eng. de Materiais
Casas, M.	Depto. de Ingeniería Mecánica - Centro Politécnico Superior de Ingenieros
Cassier, Zulay	Univ. Simón Bolívar
Castellano, M.D.	Depto. de Ingeniería Mecánica -Univ. de La Zaragoza
Castro, J.T.P.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Castro, F.	Depto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica - E.T.S. de Inge.Industriales
Catalano, F. M.	Lab. de Aeronaves - Escola de Engenharia de São Carlos - USP
Cattoni, V.	LABMAT - EMC- UFSC
Cavalca, K.L.	DPM/FEM/UNICAMP
Ceccarelli, M.	Dipartimento di Ingegneria Industriale - Università di Cassino
Celtin, P.R.	Escola de Eng. - UFMG
Cetlin, P. R.	Depto. Engenharia Metalúrgica - UFMG
Cetlin, P.R.	Depto. de Enga. Metalúrgica - UFMG
Chacaltana, J.T.A.	Lab. de Mecânica dos Fluidos e Aerodinâmica - COPPE/UFRJ
Chacin, N.	Univ. del Zulia - Fac. de Ingeniería - Escuela Ingeniería Mecánica
Chagas, J.F.	Depto. de Materiais e Tecnologia - Fac. de Enga. Guaratinguetá - UNESP
Chauveau, C.	Laboratoire de Combustion et Système Réactifs - CNRS
Chaves, P.R.S.	GRACO - Depto. de Eng. Mecânica - Fac. de Tecnologia - UnB
Chawla, K.S.	School of Industrial and Manufacturing Science, Cranfield Univ.
Chetwynd, D.G.	Engineering Department - Univ. of Warwick
Chimello Jr., O.	LABMAT - EMC- UFSC
Chimisso, F.	Depto. de Materiais e Construção - FURG
Chimisso, F. E. G.	Depto. de Materiais de Construção /Fundação Univ.e do Rio Grande - FURG
Chokani, N.	North Carolina State Univ.
Chousal, J.A.	Lab. de Óptica e Mecânica Experimental-Fac de Eng. do Porto
Civit, F.	Depto. de Ingeniería Mecánica - Univ. Politécnica de Catalunya
Coelho, L.	Dept. de Eng. Mecânica, Univ.e de Coimbra
Colindres, J. M.	Univ. de La Rioja
Colle, S.	Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Colle, S.	EMC/UFSC
Conceição, Carlos Antonio L	PENO-COPPE/UFRJ
Conci, A.	Univ.e Federal Fluminense - UFF
Conti, C.	Service de Mécanique Rationelle, Faculté Polytechnique de Mons
Copetti, J. B.	PROMECC- UFRGS
Coppini, N.L.	Dept. de Eng. de Fabricação - FEM - UNICAMP
Correa, G.N.	Escola de Eng. de S. Carlos - USP
Correia, P.B.	Unicamp - Univ.e Estadual de Campinas
Cortez, M.F.B.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Costa Filho, I.P.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão

Lista de Autores

Costa, C.E.	DEF/FEM/UNICAMP
Costa, G.R.L.X.	Depto. de Enga. Mecânica - UFRGN
Costa, H.G.	Univ.e Federal Fluminense - UFF
Costa, H.L.	Depto. de Ciências Fisiscas/Lab. de Eng. de Materiais - UFU
Costa, J.D.M.	Depto. de Eng. Mecânica - Univ.e de Coimbra
Costa, S. C.	Escola Federal de Engenharia de Itajubá - EFEI Depto de Produção
Cota, F. E.	Univ.e Federal de Espirito Santo - Depto. de Enga. de Produção - Centro Tecnológico
Coterillo, A. A.	Univ. de La Rioja
Cotta, R.M.	Programa de Engenharia Mecânica EE/COPPE/UFRJ
Cottin, N.	CRI/ Univ. Hannover
Couto, P.	Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Coutris, N.	Centre D'Etudes Nucleaires de Grenoble, Laboratoire d'Etudes Fondamentales
Creiasco, M.A.	Fac. de Enga. Química/UNICAMP
Creiasco, S.B.R.	Campanha Paulista de Trens Metropolitanos
Crespo F., G.	Univ. Simón Bolívar
Crespo, J.J.	Lab. de Materiales Fotosensibles- Dept. de Física Aplicada - Univ. Alicante
Crespo, L.C.A.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Crichigno Filho, J.M.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão
Crnkovic, O. R.	Depto. de Materiais - Escola de Engenharia de São Carlos - USP
Cruz Jr., A.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Cruz, C.	Depto. de Engenharia Mecânica da UFU
Cruz, D.O.A.	COPPE/UFRJ-PEM
Cruz, G.M.M.	DE/FEM/UNICAMP
Cruz, J.M.	UNICAMP/FEM/ Lab. de Automação e Robótica
Cruz, S. L.	Depto. de Enga. de Sistemas Químicos/FEQ/UNICAMP
Cuello, Fernández	Area de Ingeniería Mecánica - Depto. Ing. Mec.- Univ. Zaragoza
Cuetos, J.M.	Dept. of Mechanical and Civil Engineering - Univ. of Oviedo
Cunha, D.J.S.	LNCC/CNPq
Cunha, G.D.	Depto. de Eng. Mecânica - UFRGS
Curia, L. L.	Depto. de Matemática - Facultad de Economía y Administración - Univ.Nac. del Comahue
Czernieck, A.	Depto. de Ingeniería - Univ. Nacional del Sur
D' Angelo, J.V.H.	UNICAMP/FEQ/DESQ
Da Costa, D.D.	Depto. de Eng. de Fabricação - FEM - UNICAMP
Da Silva, E.P.	Depto. de Eng. Mecânica - Fac. de Tecnologia - UnB
Dahan M.	Laboratoire de Mécanique Appliquée Associé au C.N.R.S. - Institut de Productique
Damia, J.	Lab. de Simulación Computacional - Depto. de Energia - Escuela de Ingeniería Mecáni
Dana, S.S.	Department of Mechanical Engineering - Federal Univ. of Paraíba
Danni, L.S.	GRACO - Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Tecnologia - UnB
Dantas, L.B.	PEM/COPPE/UFRJ
Daros, C.H.	DMC/FEM/UNICAMP
Darwish, F. A.I.	PUC-RJ - DCMM
Davi, G.	Dip. Meccanica e Aeronautica - Università Degli Studi Di Palermo
De Luca, J. C.	Fundação CERTI - UFSC
de Marco Filho, F.	DEM/PEM/UFRJ
De Rosa, M. A.	Department of Structural, Engineering and Soil Mechanics-Università della Basilicata
Defranco, G. H.	Lab. de Máquinas Térmicas - Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de La Plata
Degrazia, G.A.	Dep. de Física - UFSM
Dela Calle, J. P.	Escuela Superior de Marina Civil de Gijón - Univ. de Oviedo/labort. Invest. Motores
Delgado, A.	Servicio de Traumatología, Hospital La Paz
Delobelle, P.	Université de France-Comté - Laboratoire de Mécanique Appliquée R. Chaleat
Dent, R. T.	Fac. de Ingeniería - Univ. de Costa Rica
Deschamps, C.J.	Núcleo de Refrigeração, Ventilação e Ar Condicionado (NRVA) Depto. de Mecânica - UFS
Desimone, H.J.	Depto. Mecânica - Fac. de Ingeniería -Univ. Nacional de Mar del Plata
Destéfanis, H.A	Inst. de Investigaciones para la Industria Química (INIQUI)
Destro, J.P.B.	Depto. de Eng. Fabricação - FEM - UNICAMP

Lista de Autores

Devezas, T. Campos	Dept. de Enga. Electromecânica - Univ.e de Beira Interior
Di Giacomo, B.	Depto. de Enga. Mecânica - Lab. de Máquinas Ferramentas - USP
Di Gisi, A.B.	U.T.N. Regional Haedo
Dias Filho, W.	DEPEB/FUNREI
Dias, A.M.	Depto. de Enga. Mec.Fac. Ciências e Tec. da Univ. Castanholha Coimbra
Dias, J.A. M.	Grupo Discipl. Industrial, Fac. Ciências e Tecnologia - Univ. Nova de Lisboa
Díaz, A.S.	Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría
Díaz, J.J. del C.	E.T.S. Ingenieros Industriales de Gijón - Depto. de Const. e Ingeniería de Fabricacion
Díaz, J. J. C.	Dep. Construcción e Ingeniería de Fabricación - E.T.S. Inge. Industriales de Gijón
Díaz, S.M.	E.T.S. de Ingenieros Industriales de Gijón
Díaz, V	INSIA, Inst. Universitario del Automóvil
Díaz, V.	INSIA (Inst Univer. de Investigación del Automóvil) Univ. Politécnica de Madrid
Diéguez, J.L.	Depto. Eng. Mecánica (E.T.S.I.I.) - Univ.e de Vigo
Dimitrovski, D.	Faculty of Mechanical Engineering, Univ. "St. Kiril i Metodij"
Diniz, A.C.G.C.	Depto. de Eng. Mecânica - UnB
Diniz, A.E.	DEF/FEM/UNICAMP
Domingos, C.	Inst. Superior Técnico, Depto. Enga. Mecânica, Secção de Projecto Mecânico
Domingues, S. M. P.	DEM - PUC-RJ
Donatelli, G.D.	Univ.e Federal de Santa Catarina
Dopheide, D.	Lab. for Fluid Flow Measuring Techniques - Physikalsch-Technische Bundesanstalt
Dottori, C.	Depto. de Mecânica - Univ. Nacional de la Plata
Duarte F.O.C .	Depto. de Enga. Mecânica/Lab. de Mecânica de Precisão - UFSC
Duarte, H.V.	Depto. de Eng. Mecânica - UFMG
Duarte, J.	Depto. de Engenharia Mecânica
Duarte, J.A.	Univ.e Federal de Uberlândia
Duarte, M.A.V.	Depto. de Eng. Mecânica - UFU
Duarte,M.A.V.	Bl. M - Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Duda, F.P.	Programa de Enga. Mecânica - COPPE-UFRJ
Duduch, J.G.	Lab. de Máq. e Ferramentas - Depto. de Eng. Mecânica - EESC
Duma, V. F.	Technical Univ. of Timisoara
Endres, L.M.	Programa de Pós-Graduação em Enga. Mecânica - UFRGS
Ercoli, L.	Inst. de Mecanica Aplicada (CONICET) - Univ. Tecnológica Nacional (FRBB)
Erdmann, E.	Inst. de Investigaciones para la Industria Química (INIQUI)
Escobedo, J. F.	Depto. de Física e Biofísica da UNESP
Espnola, C.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Univ. de Santiago de Chile
Espinosa, L.A. L	Inst. de Motores de Combustion Interna, Fac. de Ingeniería Mecanica,
Espinoza, H.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ. de oriente
Fael, P.	Univ.e da Beira Interior
Fagotti, F.	Embraco S.A. - Divisão de Pesquisa Mecânica e de Materiais
Fancello, E.A.	GRANTE- Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Faria, J. Á.	Depto. de Física - Universidade Federal de Viçosa
Farias, J. P.	DEM/Univ.e Federal do Ceará
Favero, J. P.	Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales de Gijón - Univ. de Oviedo
Félez, J.	INSIA (Inst Univer. de Investigación del Automóvil) Univ. Politécnica de Madrid
Felisberti, M.I.	UNICAMP/IQ
Fematt, R.A.M.	Grupo de Mecatrónica del Dept. de Ingeniería Eléctrica y Electrónica
Feng, T.	Department of Civil & Building Engineering Loughborough - Univ. of Tecnology
Fernandes, D.L.G.	Escola de Eng. de São Carlos - USP - Depto. de Enga. Mecânica
Fernandes, E.	Depto. de Ingeniería Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
Fernández Cuello, A.	Depto de Mecânica - Centro Politécnico Superior - Univ. Zaragoza
Fernández, C. A.	Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación - Univ. de Oviedo
Fernandez, E.F.	DEM - PUC-RJ
Fernández, F. R.	Univ. Politécnica de Catalunya -E.T.S. Ingenieros Industriales Barcelona
Fernández, J.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
Fernández, J.C.R.	E.T.S. de Ingenieros Industriales de Gijón

Lista de Autores

Fernandez, J.E.	Dept. of Mechanical and Civil Engineering - Univ. of Oviedo
Fernández, S.	Universida Carlos III, Área de Ingeniería Mecánica
Ferracutti, R.	Lab. de Estudio y Ensayo de Materiales Depto. de Ingeniería - Univ. Nacional del Sur
Ferracutti, R.	Dept. de Ingeniería - Univ. Nacional del Sur
Ferraresi, V. A.	Dept. de Engenharia de Fabricação - Fac. de Engenharia Mecânica - UNICAMP
Ferrari, M. A.S.	Inst. de Aeronáutica e Espaço - Centro Técnico Aeroespacial
Ferrarini, C. F.	Dept. de Materiais - Escola de Engenharia de São Carlos - USP
Ferraz, D.P.	UFPE - Depto. de Enga. Mecânica
Ferreira, J.A. Martins	Dept. de Eng. Mecânica - Univ.e de Coimbra
Ferreira, J.A.M.	Dept. de Eng. Mecânica - Univ.e de Coimbra
Ferreira, J.L.A.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Ferreira, L. S. D.	Depto. de Enga. Química - UFRGS
Ferreira, M.C.	Depto. de Enga. Química - Univ.e Federal de São Carlos
Ferreira, V.C.S.	Depto. Enga. Mecânica - UFRGS
Ferreira, W. R.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Ferreira,R.T.S.	Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Ferziger, J.H.	Stanford Univ.
Fico Jr. , N.G.C.R.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica - Centro Técnico Aeroespacial
Fidalgo, R.	Inst. de Mecânica Aplicada, Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de San Juan
Figueiredo, A. R.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ.e de Coimbra
Figueroa, C.M.	Fac. de Ing. Mecánica - Inst. superior politécnico José Antonio Echeverría
Figueroa, S.	Universidad Simon Bolivar
Filgueira, M.	Programa de Pós-Graduação em Eng. Mecânica - UFRN CCT/LABMAV
Filippin, C.G.	Depto. de Enga. Mecânica - Setor de Tecnologia - - Univ.e Federal do Paraná
Fiorelli, F.A.S.	Escola Politécnica da USP - Depto. de Enga. Mecânica
Fiorelli, F.I.A.S.	Escola Politécnica da USP
Flesch, C.A.	Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Flores, J.A.C.	E.U. Politécnica de Zamora - Univ. de Salamanca
Flour, J.C. Le	Direction des Etudes Matériaux, Renault S.A.
Fonseca, B.J.	Mercedes Benz do Brasil S/A
Fonseca, E.M.	Depto. de Eng. Mecânica - UFU
Fonseca, R.A.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica ITA/IEAB
Fontana, L.C.	Lab. de Materiais - LABMAT - UFSC
Fontes Jr., A.O.	Programa de Pós-Graduação de Enga. Mecânica - UFRN
Fontes, F.A.O.	Programa de Pós-Graduação de Enga. Mecânica - UFRN
Forcellini, F.A.	Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Fortes, A.	Dept. de Eng. Mecânica
Fortes, M.	Depto. de Eng. Mecânica - UFMG
Fraidenraich,N.	Grupo Pesquisas Fontes Alternativas de Energia - Depto Enrg. Nuclear-Univ.F. Pernambu
França, F.A	FEM/DE - UNICAMP
França, G.A.C.	CETHIL - INSA DE LYON
Francesconi, A.Z.	UNICAMP/FEQ/DESQ
Franciosi, C.	Department of Structural, Engineering and Soil Mechanics-Università della Basilicata
Franco, C.V.	Lab. de Materiais - LABMAT - UFSC
Franco, G. Q.	Grupo de Mecatrónica del Dept. de Ingeniería Elétrica y Electrónica
Franco, T.A.	DE/FEM/UNICAMP
Fredel, M. C.	RWTH Aachen
Fredel, S.C.B.	RWTH Aachen
Freire, A. P. S.	Mechanical Engenieering Program (PEM - COPPE/UFRJ)
Freire, J.L.F.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Freire, J.T.	Depto. de Engenharia Química - Univ.e Federal de São Carlos
Freire, L.G.M.	Petrobrás/CENPES/SEPEF
Freitas, M de	Inst. Superior Técnico, Depto. Enga. Mecânica, Secção de Porjecto Mecânico
Freitas, S.R.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Frejlich, J.	Univ.e Federal de Campinas

Lista de Autores

Freschi, A. A.	Lab. de óptica - IFGW - UNICAMP
Frota, M.N.	INMETRO
Fuentelsaz G., J.	Depto de Mecánica - Centro Politécnico Superior - Univ. Zaragoza
Fuentes, A.	Univ. de Murcia, Escuela Politécnica Superior de Cartagena
Furuuti, R.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola de Eng. de São Carlos - USP
Fushimi, A.	Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de La Plata
Gadotti, I.	Depto. Eng. Mecânica - UFU
Galeão, A. C.	Lab. Nacional de Computação Científica LNCC/CNPq
Gallo, W.L.R.	Depto. de Energia - Fac. de Eng. Mecânica UNICAMP
Gama, R.S.	Lab. Nacional de Computação Científica - LNCC
Ganzarolli, M.M.	DE/FEM/UNICAMP
Garcé, O. R.	Depto. de Mecánica - Univ. Nacional de la Plata
García M., J. A.	Dept. de Materiales y Metalurgia - Escuela de Ingeniería Mec. Fac. de Ing. L.U.Z.
García, A.	INSIA (Inst Univer. de Investigación del Automóvil) Univ. Politecnica de Madrid
García, C. E.	Depto. de Enga. Mecânica , Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas - Univ. de Oriente,
García, E.G.	Dept. de Mecánica - E.T.S. de Ingenieros Industriales - UNED
García, P.F.D.	Dept. de Enga. Eletrónica - UFMG
García, V.A.	Depto. de Enga. Mecânica/Lab. de Mecânica de Precisão - UFSC
García-Masiá, C.	Univ. de Murcia; Escuela Politécnica Superior de Cartagena
García-Prada, J.C.	Depto. Mecanica - ETSII UNED
Gaspari, S.	Dipartimento di Matematica e Fisica - Università di Camerino
Gato, L.M.C.	Depto. de Enga. Mecânica, Inst. Superior Técnico
Gava, C. E.	Depto. de Hidráulica e Saneamento - UFES
Gee, A. E.	Cranfield Univ.
Gennari Junior, W.	Bl. M - Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Gerges, S. N.Y.	Depto. de Enga. Mecânica - Lab. de Vibrações e Acústica - UFSC
Giacomo, B.D.	Depto. de Enga. Mecânica - LAMAFE - Escola de Eng. de São Carlos - USP
Giassone, A.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Gibbin, R.V.	Bolsista do CNPq
Gil, E.J.S.	Dept. de Ingeniería Industrial - Escuela Universitaria Politécnica de Algeciras
Gil, J.R.	Dept. Ingeniería Construcción y Fabricación - E.T.S. de Ing. Industriales UNED
Giménez, B.	Dept. Ingeniería Energética y Fluidomecánica - ETS Ing. Industriales - Univ.de Valladolid
Gimenez, C.	FEM/DEMA/UNICAMP
Gimenez, P. J. B.	Lab. de Materiales Fotosensibles- Dept. de Física Aplicada - Univ. Alicante
Giovannini, A.	Université Paul Sabatier - Laboratoire de Modélisation en Mécanique des Fluides
Girardi, R. M.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica - ITA
Goes, L.C.S.	Dept. de Projetos - ITA/CTA
Goes, L.C.S.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica ITA/IEMP
Goizueta, J.F.	Depto. de Física CUJAE
Gókalp, I.	Laboratoire de Combustion et Système Réactifs - CNRS
Gomes, J. E.	Divisão de Engenharia Mecânica - Aeronáutica ITA/CTA
Gomes, J.F.S.	Lab. de Óptica e Mecânica Experimental-Fac. de Eng. do Porto
Gomes, L. G.	Petróleo Brasileiro S/A - NUCAM-SEOTER
Gomes, L.F.A.M.	UENF/CCT/LCE/Setor de Eng. de Produção
Gomes, M. S. de P.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Gomes, M.H.A.	Dept. de Mecânica Computacional - UNICAMP
Gomes, S. C. P.	FURG/Depto. de Matemática
Gomes, U.U	Depto. de Enga. Mecânica - UFRGN
Gomes, U.U.	Depto. de Física -UFRN
Gómez de León, F.C.	Depto. de Ingeniería Mecánica y Energética - Escuela Politécnica Superior -Univ. de Murcia
Gómez, F.M.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Centro Politécnico Superior, Univ. de Zaragoza
Gomez, L	Escuela de Ingeniería Mecánica - Facultad de Ingeniería - Univ. de Los Andes
Gómez, M.S.	Grupo Tribología/Fac. Ingeniería Mecanica/Univ. Central de las Villas
Gomide, H. A.	Univ.e Federal de Uberlândia
Gonçalves C., A.M.	Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Ciências e Tecnologia - Univ.e Nova Lisboa

Lista de Autores

Gonçalves Filho, E. V.	Univ.e Federal de Espirito Santo - Depto. de Enga. de Produção - Centro Tecnológico
Gonçalves, A.	Centro Tecnológico da Cerâmica e do Vidro
Gonçalves, P. B.	Depto. de Enga. Civil - PUC-RJ
Gofí, M.E.	Dept. Mecánica - Fac. de Ingeniería -Univ. Nacional de Mar del Plata
González, C.	Depto. de Ingeniería de Construcción y Frabricación - E.T.S. de Ing. Industriales UNED
González, J.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
González, J. A. C.	Universidad de las Palmas de g. C., Depto de Ingeniería Mecanica, Campus de tafira
Gonzalez, L. J.	Univ. del Zulia - Fac. de Ingeniería - Escuela Ingeniería Mecánica
Gorgulho Júnior, J.H.	Inst. de Enga. Mecânica / DPR - EFEI
Gosman, A.D.	Departament of Mechanical Engineering, Fluids Section, Imperial College of Science
Gottlob, W.J.	Depto. de Enga. e Tecnologia Mecânica da UNESP
Goytisoló, E. R	Fac. de Ingeniería Mecánica - Univ. Central de Las Villas
Graciela, G.	Division Soldadura y Fractura , INTEMA
Grant, I.	Departament of Civil Engineering - Heriot Watt Univ.
Gras, R.	Institut Supérieur des Matériaux et de la Construction Mécanique
Grinschpun, H.	Consejo Profesional de Ingeniería Mecanica y Electricista
Groehs, A. G.	Dep. de Materiais e Construção - Fundação Univ.e do Rio Grande FURG
Grossi, R.	Fac. de Ciências Exactas - Fac. de Ingeniería (UNSA)
Guadián, H. L.	Univ. Nacional Autónoma de México - Lab.s de Ingeniería Mecánica
Guallar, J.	Depto. de Ingeniería Mecánica - Centro Politécnico Superior de Ingenieros
Guarita, M.B.	Lab. de Altas Pressões, Inst. de Física - UFRGS
Guedes, L.F.M.	Escola Politécnica - Depto. de Eng. Mecânica - PUC-RS
Guedes, R.O.C.	Depto.de Enga. Mecânica e de Materiais - Inst. Militar de Eng.
Guenther, R.	Dept. de Engenharia Mecânica/UFSC
Guevara, C.	Inst. de Mecánica Aplicada, Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de San Juan
Guevara, C.M.	Inst. de Mecanica Aplicada - Fac.e de Ingeniería - Univ.e Nacional de San Juan
Guevara, E.	INTEVEP - PDVSA
Guilarte, A.	Depto. Conversión y Transporte de Energia - Univ. Simón Bolívar
Guimarães, G.	* Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Guimaraes, H. A.	UFMG - Depto. de Engenharia de Transportes e Geotecnia
Guimarães, L.	Inst. de Estudos Avançados (IEAv/CTA)
Guimarães, V.A.	Depto. de Materiais e Tecnologia - UNESP/Campus Guaratinguetá
Güths, S.	LMPT - Univ.a Federal de Santa Catarina
Gutiérrez, A.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Univ. de Santiago de Chile
Gutiérrez, A.J.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
Gutiérrez, D.N.H.	Fac. de Ingeniería Mecánica
Haberschill, P.	CETHIL - URA CNRS
Hansen, J.S.	Divisão de Mecânica Espacial e Controle - INPE/MCT
Hara, C.M.	DEF/FEM/UNICAMP
Hasan, W. M.	Depto. de Engenharia de Sistemas Químicos/FEQ/UNICAMP
Hashimoto, T.M	Depto. de Materiais e Tecnologia - Fac. de Enga. Guaratinguetá - UNESP
Heitor, M.V.	Inst. Superior Técnico - Dept. de Engenharia Mecânica - Sec.Termodinâmica Aplic
Hemán, A.	Division Soldadura y Fractura - INTEMA - Univ.e Nacional de Mar del plata
Hernandez N. A.	Escola Politécnica da USP - Depto. de Enga. Mecânica
Hernández, A.	Depto. de Consersión y Transporte de Energia - Univ. Simón Bolívar
Hernandez, O. S.	Universidade Federal University, Mech. Dep.
Herskovits, J.	Programa de Enga. Mecânica - COPPE-UFRJ
Hervieu, E.	Centre D'Etudes Nucleaires de Grenoble, Laboratoire d'Etudes Fondamentales
Hidalgo V. H.	Depto Energia-Escuela Superior de Marina Civil - Univ. de Oviedo
Hierro, F. E. L.	Dpt. de Construcción y Fabricacion - E.T.S. I Industriales - U.N.E.D.
Hirata, M.H	Lab. de Mecânica dos Fluidos e Aerodinâmica - COPPE/UFRJ
Hirata, T.	UNESP - Fac. de Enga. de Guaratinguetá - FEG - Depto. de Enga. Mecânica
Horie, M.	Dept. de Mecânica Computacional - UNICAMP
Horrillo, A.J.	Dept. Ingeniería Energética y Fluidomecánica - ETS Ing. Industriales - Univ.de Valladolid
Hsu, L.	Programa de Engenharia Elétrica - COPPE/UFRJ

Lista de Autores

Ichijo, M.	Dept. Mechanical Engineering - Hokkaido Univ.
Inglebert, G.	ISMCM
Iruzun, J.A.A.	Depto. de Ingeniería Mecánica -Univ. de La Rioja
Iskhacova, R.L.	UNIJUÍ - Programa de Pós-Grad. em Modelagem Matemática
Ismail, K.A.R.	UNICAMP/FEM/DETF
Ismail, K.A.R.	FEM-DETF-UNICAMP
Iturraide, L.	Universidad Simón Bolívar
Iurman, L.	Depto. de Ingeniería - Univ. Nacional del Sur
Iuspa, A.P.	Consejo Profesional de Ingeniería Mecánica y Electricista
Jaimes, I.G.	DEM- UIS
Jardim, J.O.D.	GRACO - Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Tecnologia - UnB
Jasinevicius, R.G.	Univ.e de São Carlos - Depto. Enga. Mecânica
Jensen H.	Department of Civil Engineering F. Santa Maria Univ.
Jézequel, L.	Département de Mécanique des Solides - École Centrale de Lyon
Jofré, R. A.	Dept. de Mecânica-Fac. de Ingeniería-Univ. de Magallanes
Jornada, J.A.H.	Lab. de Altas Pressões, Inst. de Física - UFRGS
Joseph, D. D.	Depto. of Aerospace Engineering and Mechanics - Univ. of Minnesota
Juan J.	Univ. del Zulia - Fac. de Ingeniería - Escuela Ingeniería Mecánica
Juanco, F.E.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales
Juárez, J.E.R.	Grupo de Mecatrónica del Dept. de Ingeniería Eléctrica y Electrónica
Juarez, R.E.	Depto. de Mecánica Aplicada, Fac. de Ingeniería, UBA
Juez, F.A.	Inst. de Mecánica Aplicada, Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de San Juan
Kagohara, M.Y.	Escola Politécnica da USP-Depto Enga. Mecânica
Kataoka Filho, M.	Divisão de Mecânica Espacial e Controle - INPE/MCT
Kato, E.R.R.	E. E. de São Carlos - Depto. de Enga. Mecânica - Lab.Máquinas Ferramentas - USP
Kegler, J.L.	Depto. de Eng. Mecânica GRANTE - UFSC
Kenyery, F.	Dept. Conversión y Transp. de Energia - Univ.Simón Bolívar
Khamashta, M.	E.T.S.I.I. Terrassa - Univ. Politécnica de Catalunya
Khamis, A.	Department of Mechanical Engineering - Univ. of Nottingham
Kitoko, V.	Dept. de Eng. Mecânica
Kline, S.J.	Stanford Univ.
Kobashi, Y.	Dept. Mechanical Engineering - Institut of Tech. - Hokkaido Univ.
Koike, T.	Depto. de Enga. Mecânica - CEFET-PR
Komosinski, L.	Depto. de Eng. Mecânica GRANTÉ - UFSC
König, W.	Fraunhofer - Institut fuer Produktionstechnologie
Koury, R. N. N.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Kozak, J.J.	Nontraditional Manufacturing Research Center, Univ. of Nebraska, USA
Krenzinger, A.	PROMECC- UFRGS
Krioukov, V.G.	UNIJUÍ - Programa de Pós-Grad. em Modelagem Matemática
Kühn, A. I.	LABMAT - EMC- UFSC
Kujumdzieva-Nikolova, M.	Faculty of Mechanical Engineering, Univ. "St. Kiril i Metodij"
Kuriki, E.M.	Depto. de Enga. Mecânica/Lab. de Mecânica de Precisão - UFSC
Lacava, P.T.	Lab. Associado de Combustão e Propulsão - INPE
Lacoa, U.	Depto. de Termodinâmica - Universida Simón Bolívar
Lagares Jr., M.	Depto. Eng. Mecânica - UFU
Lagos M., A.	Univ. Austral de Chile
Lallemand, M.	CETHIL, URA CNRS 1372, INSA, 20
Lallemand, A.	Cethyl-insa de Lyon
Lallemand, M.	CETHIL - URA CNRS
Lallement, G.	Université de France-Comté - Laboratoire de Mécanique Appliquée R. Chaleat
Lamas, D.G.	Programa de Investigaciones en Sólidos (PRINSO) - CITEFA-CONICETI
Lambert-Torres, G.	Inst. de Enga. Mecânica / DPR - EFEI
Lameiro Jr., O. F.	Depto. de Enga. Mecânica/Lab. de Mecânica de Precisão - UFSC
Lascalea, G.E.	Programa de Investigaciones en Sólidos (PRINSO) CITEFA-CONICET
Latorre, J.G.	Universidad de Las Palmas de G.C., Edificio Depto. de Ingenierías, Campus de Tafira

Lista de Autores

Laux, G.E.C.	Labdin/DEM/UFES
Lavrador, M.B.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Lázaro, F.	Universidad de Las Palmas de G.C., Depto de Ingenieria Mecanica, Campus de Tafira
Lebrun, J.L.	LM3 UA CNRS
Lecalvez, C.	Laboratoire de Microstructure et Mécanique des Matériaux - LM3 UA CNRS 1219, ENSAM
Leclercq, D.	Lab. Capteurs et Instrumentation (LCI) Université des Sciences et Technologie de Lille
Leite, A. P. F.	Universidade Federal da Paraíba - Depto Enga. Mecânica - CCT
Lenzi, A.	Lab. de Vibrações e Acústica - Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Lepikson, H.A.	Depto. de Enga. Mecânica -UFSC/EMC/GRUCON
Lêpore Neto, F.P.	Bl. M - Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Lêpore, F.P.	Depto de Eng. Mecânica - UFU
Letelier, M.	Depto. de Ingenieria Mecánica - Univ. de Santiago de Chile
Li, Hong	Laboratoire de Mécanique Appliquée Associé au C.N.R.S. - Institut de Productique
Libanio R. Jr., J.	Dept. de Projetos - ITA/CTA
Lima Jr. R. M.	Depto. de Enga. Química - UFAI
Lima, E.N.	DPM/FEM/UNICAMP
Lima, H.	Programa de Eng. Mecânica - COPPE-UFRJ
Lima, J. H. G.	CEPEL/ELETROBRÁS
Lima, L.C.	Dept. de Engenharia Mecânica - UFU
Lima, S.A.A.	Depto. de Civil- Escola de Minas de Ouro Preto
Lima, W.J.N.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Lima, J.A.	Programa de Enga. Mecânica -COPPE/UFRJ
Linhares, F. A.	Laborat de Termociências e Metrologia Dinâmica-Depto. de Mecânica - Univer. de Brasilia
Lins, F.M.L.	UFPE - Depto. de Enga. Mecânica
Lira, C. I.	Dpto. de Ingenieria Mecánica - Pontificia Univ. Católica de Chile
Liu, S.	Colorado School of Mines
Llorente, J.I.	Depto. de Ingenieria Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
Llovera, J.J.	Fac. de Ing. Mecânica - Inst. superior politécnico José Antonio Echeverría
Logrado, C.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ. e de Brasilia
Lopes JR., V.	Depto. de Enga. Mecânica - FEIS-UNESP
Lopes, J.C.O.	Depto. de Enga. Mecânica/Lab. de Mecânica de Precisão - UFSC
López de Lacalle, L.N.	Depto. de Ingenieria Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
López, A	Inst. Universitario del Automóvil - INSIA
Lopez, A.S.	Depto. de Ingenieria - Lab. de Metalurgia - Univ. Nacional del Sur
Lora, E.S.	UNICAMP-FEM-DETF
Lorenzo, R.F.D.	Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear (CDTN/CNEN)
Loreto P.R.E.	Escuela de Ingenieria Mecánica - Univ. de Los Andes
Losa, J. F.	Depto. de Mecânica - E.T.S. de Ingenieros Industriales - UNED
Losffer, N. C.F.	Depto. de Enga. Mecânica - UFF
Loula, A. D.	Lab. Nacional de Computação Científica LNCC/CNPq
Loureiro, A.P.	Unidade de Materiais Estruturais (ICEMS) Inst. Superior Técnico
Loureiro, G.	CTA-ITA IEMP
Lourenção, P.T. M.	Embraer - Empresa Brasileira de Aeronáutica S/A
Lozano, G. A.	Univ. Nacional Autónoma de México - Lab.s de Ingenieria Mecánica
Lozano, M.A.	Univ. de Zaragoza - Dept. Ingenieria Mec. - Centro Politécnico Sup. de Ingenieros
Lucaoli, A.	Depto. de Ingenieria - Univ. Nacional del Sur
Lücke, H.A.H.	Depto. de Informática e Estatística - LMA - UFSC
Luersen, M.A.	GRANTE- Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Luersen, M.A.	Grante - Grupo de Análise de Tensões - Dept. de Eng. Mecânica - UFSC
Macagnan, M. H.	PROMEC- UFRGS
Macedo, E.N.	PEM/COPPE/UFRJ
Macedo, S. E. M.	LMP/UFSC
Machado, A. R.	Bl. M - Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Machado, H. A.	PEM/COPPE/UFRJ
Machado, L.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG

Lista de Autores

Machado, R.D.	Univ.e Federal do Paraná
Machado, T.G.	Depto. de Enga. Mecânica - UFRGN
Machado,A.R.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Macie, C. A.	Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Enga.- Univ.e Eduardo Mondlane (UEM)
Maciel Filho, R.	Depto. de Eng. Química - Fac. de Eng. Química - UNICAMP
Maciel Filho, R.	DPQ/FEQ/UNICAMP
Maciel, E.L.F.	Depto. de Enga. de Materiais e Processos Estratégicos da EMBRAER
Maciel, M. R.W.	Depto. de Processos Químicos - Fac. de Enga. Química - UNICAMP
Magalhães, F.L.	Grupo de Acústica Submarina
Malfa, S. L.	Inst. de Mecanica Aplicada (CONICET) - Univ. Tecnológica Nacional (FRBB)
Maliska, C. R.	Depto. de Engenharia Mecânica- UFSC
Malta, A.A.	COSIPA/SP
Mamani, L.G.	Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Mamiya, E. N.	Depto. de Engenharia Mecânica - Univ.e de Brasilia
Mamiya, E.N	Depto. de Eng. Mecânica - Fac. de Tecnologia - UnB
Mancho, J. B.	Depto Mecânica Aplicada e Ingenieria de proyectos
Maneschy, C.E.	Depto. de Eng. Mecânica - CT- UFPA
Manzanares Filho, N.	Escola Federal de Enga. de Itajubá - Depto. de Enga. Mecânica
Marchegiani, A.R.	Dept. de Mecânica Aplicada - Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional del Comahue
Marchi, C.H.	Depto. Mecânica - Setor de Tecnologia - UFPR
Marcondes, F.	Depto. de Engenharia Mecânica- UFSC
Marcondes, F.C.	Depto. de Eng. Fabricação - FEM - UNICAMP
Marczak, R.J.	Depto. de Eng. Mecânica - Escola de Eng. - UFRGS
Mariani, A.L.C.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola Politécnica da USP
Marques, M.J.	Dept. de Eng. Mecânica, Univ.e de Coimbra
Marques, Manuel A. Pina	Dept. de Eng. Mecânica e Gestão Industrial, FEUP - Univ.e do Porto
Marretta, R.	Dip. Meccanica e Aeronautica- Facoltà d'Ingegneria- Università di Palermo
Marteletto, M.	Grupo de Acústica Submarina
Martin, M. A.	UNESP - Fac. de Enga. de Guaratinguetá - FEG - Depto. de Enga. Mecânica
Martin-Luengo, M.A.	Physico-Chemical Institute of Rocasolano
Martinez, C.B.	Depto. de Enga. Hidráulica e Recursos Hídricos - UFMG
Martínez, F. J.	Depto. de Enga. Mecânica Centro Politécnico Superior de Ingenieros - Univ. de Zaragoza
Martínez, J. S.	Univ. E.T.S. Arquitectura de Sevilla
Martínez, J.L.	Inst. Universitario del Automóvil - INSA
Martínez, S. L.	Grupo ISEP - Facultad de Ingeniería - UBA
Martínez, V.P.	Dept. de Ing. Metalúrgica, Univ. de Santiago de Chile
Martini, J.N.	Depto. Mecânica Computacional - UNICAMP/FEM
Martins Filho, J.A.	ENMAC Materiais Compostos Ltda
Martins, A.L.	Petrobrás/CENPES/SEPEF
Martins, D.	Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Enga.- Univ.e Eduardo Mondlane (UEM)
Martins, F.	Dept. de Engenharia de Fabricação - Fac. de Engenharia Mecânica - UNICAMP
Martins, L.C.	Programa de Enga. Mecânica - COPPE-UFRJ
Martins-Costa, M.L.	Lab. Nacional de Computação Científica - LNCC/CNPQ
Mascarenhas, L. A. T.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Masiá V., J.	Depto. de Ingenieria Mecánica y Energética - Escuela Politécnica Superior -Univ. de Murcia
Mastelari, N.	Depto. de Eng. Fabricação - FEM - UNICAMP
Mata, A.S.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales
Mattos, A.V.	Depto. de Eng. Mecânica/UNITAU
Mattos, H. C.	Depto. de Engenharia Mecânica - Univ.e Federal Fluminense
Mattos, H. S. C.	Depto. de Enga. Mecânica - UFF
Mattos, H.C.	Depto. de Enga. Mecânica - UFF-RJ
Maunsell, M. G.	Lab. de Aeronaves - Escola de Engenharia de São Carlos - USP
Maurizi, M.J.	Dept. de Ingenieria - Univ.e Nacional del Sur
Mazini, N.	Depto. de Ingenieria - Univ. Nacional del Sur
McConnell, K.G.	Depto. of Aerospace and Engineering Mechanics -Iowa State Univ.

Lista de Autores

McQuay, M.Q.	Mechanical Engineering Department- Brigham Young Univ.
Medeiros, E.B.	Depto. de Eng. Mecânica - UFMG
Meigar, A.	Depto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica - E.T.S. de Ingenieros Industriales
Mello, J.D.B.	Depto. de Ciências Físicas/Lab. de Eng. de Materiais - UFU
Melo, C.	NRVA - Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Melo, C. A.	Depto. Engenharia Mecânica - UFU
Melo, J.R. C.	DEM - PUC-RJ
Méio, N. M.	Depto. de Enga. Mecânica - Lab. de Vibrações e Acústica - UFSC
Mendeleck, A.	FEM/DMC - UNICAMP
Mendes, N.	Dept. de Engenharia Mecânica - UFU
Mendes, J.V.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola de Eng. de São Carlos - USP
Mendes, P.R.S.	Dept. de Eng. Mecânica - PUC-RJ
Méndez, C.	Dept. Conversión y Transporte de Energia - Univ. Simón Bolívar
Mendoza, O.S.H.	Depto. de Eng. Mecânica - UFU
Mendoza, Q.	Escuela de Ingeniería Mecánica - Univ. de Los Andes
Menéndez, A. N.	Lab. de Hidráulica Aplicada Inst. Nacional de Ciencia y Técnica Hídricas
Menezes, J. C.L.	Inst. de Aeronáutica e Espaço - Centro Técnico Aeroespacial
Menon, G.J.	Escola Federal de Enga. de Itajubá - Depto. de Enga. Mecânica
Mercader, J.	Depto. de Ingeniería Mecánica - Univ. Politécnica de Catalunya
Mesquita Neto, E.	DMC/FEM/UNICAMP
Mesquita, N.G.M.	UFPE - Depto. de Enga. Mecânica
Michot, G.	Laboratoire de Métallurgie Physique et Sciences des Matériaux - École des Mines de Nanc
Migliano, A.C.C.	Inst. de Estudos Avançados (IEAv/CTA)
Milan, V.	Masinski fakultet
Milazzo, A.	Dip. Meccanica e Aeronautica- Facoltà d'Ingegneria- Università di Palermo
Miranda, C.R.	Petrobrás/CENPES/SEPEF
Miranda, M.	Institute of Materials Technology
Miranda, R. F.	Depto. de Engenharia Mecânica - UFU
Miranda, R. J. P. C.	Depto. de Mecânica - Fac. de Eng. Industrial - FEI
Miranda, R.F.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Misici, L.	Dipartimento di Matematica e Fisica - Università di Camerino
Miyagi, P.E.	Depto. de Eng. Mecânica/Mecatrônica - Escola Politécnica da USP
Mödeler, R.	
Moldonado, J.F.	Depto. de Ing. Mecânica, Univ. de Santiago de Chile
Molero, M.	Depto. de Química Aplicada a la Ingeniería, E.T.S. de Ingenieros Industriales, UNED
Molina, A.	Inst. de Mecánica Aplicada - Fac.e de Ingeniería - Univ.e Nacional de San Juan
Molinari, N.	Depto. de Ingeniería - Univ. Nacional del Sur
Molinari, N.N.	Lab. de Estudio y Ensayo de Materiales Depto. de Ingeniería - Univ. Nacional del Sur
Möller, V	Programa de Pós-Graduação em Enga. Mecânica - UFRGS
Monchoux, F.	LESETH - UPS
Montanari, L.	Depto. de Engenharia Mecânica
Montecinos, R. J.	Depto. de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica - Ponticia Univ. Católica de Chile
Monteiro, O.B.	EMBRAER - Div. Equipamentos
Monteiro, P.M.B.	UFOP - Escola de Minas - DETEF
Montevichi, J.A.B.	Inst. de Eng. Mecânica / DPR- EFEI
Montoya, J. Y.	Depto. de Ingeniería Mecánica - Univ. de Antofagasta
Mora-Camino, F.	AS/LAAS du CNRS
Moraga, N.	Depto. de Ingeniería Mecánica - Univ. de Santiago de Chile
Moraga, N.O.	Depto. de Ing. Mecânica, Univ. de Santiago de Chile
Morais, W.A.	Depto. de Metalurgia - Escola de Minas de Ouro Preto
Morales, M.R.P.	Univ. Central de Las Villas - Fac. de Ingeniería Mecánica
Morandín Jr., O.	E. E. de São Carlos - Depto. de Enga. Mecânica - Lab.Máquinas Ferramentas - USP
Moreira, A. L.	Inst. Superior Técnico - Dept. de Engenharia Mecânica - Sec.Termodinâmica Aplic
Moreira, A. L. S.	Depto. de Enga. Mecânica - UFPA
Moreira, A.H.	Depto. de Química Analítica e Físico-Química - UFC

Lista de Autores

Moreira, J.R.S.	Depto de Enga. Mecânica - Escola Politécnica da USP
Moreno D. A.	Fac. de Ingeniería Mecánica - Univ. Central de Las Villas
Moreno M., R.	Instituto de Materiales y Procesos termomecánicos - Univ. Austral de Chile
Moreno N., J.A.	Depto. de Ingeniería Mecánica y Energética - Escuela Politécnica Superior -Univ. de Murcia
Moreno, F.M.	E.T.S. de Ingenieros Industriales - Univ. de Valladolid
Moreno, J.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ. de oriente
Morgenstern Jr., A.	Centro Técnico Aeroespacial - Inst. de Aeronáutica e Espaço
Moro, L.	Dept. de Física - Univ. Nacional del Sur
Motohashi, C.T.	Depto. de Eng. Mecânica/Mecatrônica - Escola Politécnica da UFSP
Motta, J. M.S.T.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ.e de Brasília
Motta, J.M.	Univ.e de Brasília - Depto. de Enga. Mecânica
Moura, A.B.D.	Curso de Pós-Graduação em Enga. Mecânica - UFRGS
Moura, J. F. C.	PROMEC- UFRGS
Mucheroni,M.F.	Escola de Eng. de São Carlos - Depto. de Eng. Mecânica - USP
Müller, H.	Lab. for Fluid Flow Measuring Techniques - Physikalsch-Technische Bundesanstalt
Muller, T.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão
Muniz Jr., J.	Caio - P&D Enga. Experimental
Muñoz, J. J. B.	Dpt. de Construcción y Fabricacion - E.T.S. I Industriales - U.N.E.D.
Munôz, O. S.	Instituto Superior Politécnico José Antonio Echeverría
Muracka, I.	Inst. Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE
Muraoka, I.	Divisão de Mecânica Espacial e Controle - DEM/INPE
Murcia, N.	Dept. de Energia - Fac. de Engenharia - UNESP
Muzart, J.L.R.	Lab. de Materiais - LABMAT - UFSC
Nabuco, M.	Lab. de Ensaio Acústicos - Divisão de Acústica e Vibrações-INMETRO
Naccache, M.F.	Dept. de Eng. Mecânica - PUC-RJ
Napoleon, O.	Depto. de Enga. Mecânica , Escuela de Ingeniería y Ciencias Aplicadas - Univ. de Oriente,
Nascimento, D.	Depto. Eng. Mecânica - UFU
Nascimento, J.A. O.	Depto. de Estruturas - Universidade Estadual de Londrina
Nastase, A.	Lehrgebiet Aerodynamik des Fluges - RWTH
Natke, H.G.	CRI/ Univ. Hannover
Nava, R. O. D.	Univ. de Los Andes -Escuela de Ingeniería Mecánica - Depto. de Ciências Térmicas
Navarro C. A. A.	Dept. de MAteriales y Metalurgia - Escuela de Ingeniería Mec. Fac. de Ing. L.U.Z.
Navarro, M.A.	CDTN
Nebra, S. A.	Dpto. de Energia -FEM - UNICAMP
Negri, V.J.	Depto. de Eng. Mecânica - LASHIP - UFSC
Negrin H. L.	Fac. de Ingeniería Mecánica - Univ. Central de Las Villas
Nerosky, L. A. R.	Laborat de Termociências e Metrologia Dinâmica-Depto. de Mecânica - Univer. de Brasília
Neto, A. L.	Depto. de Física - Universidade Federal de Viçosa
Neto, A.F.M.	Inst. Nacional de Pesquisas Espaciais
Neto, A.S.	Depto. de Eng. Mecânica - UFU
Neto, F.P.L.	Depto. Eng. Mecânica - UFU
Neto, J.N.S.	Dept. de Eng. Mecânica - UFPE
Neto, M.F.	Depto. de Enga. de Produção e Sistemas - UFSC
Neves, F.J.R.	Depto. de Eng. Mecânica - ENM - Fac. de Tecnologia - UnB
Nicolau, V.P.	Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Nicoletti, R.	DPM/FEM/UNICAMP
Nieckele, A.O.	Depto. de Eng. Mecânica - PUC-RJ
Nieckele, A.O.	Dept. de Eng. Mecânica - PUC-RJ
Nishimoto, A.R.	Depto. de Eng. Mecânica - UFU
Nobre, D.N.	Depto. de Eng. Mecânica e de Materiais - Inst. Militar de Eng.
Nobre, J.P.	Depto. de Eng. Mecânica da Univ.e de Coimbra
Nogueira, L.A.H.	Escola Federal de Enga. de Itajubá
Nogueira, F.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica - Div. de Engenharia Aeronáutica
Nogueira, L.A.H.	Inst. de Mecânica - Escola Federal de Enga. de Itajubá
Nollens, A. F. B.	Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de San Juan

Lista de Autores

Norberto Pires, J.	Depto. de Enga. Mecânica - Grupo de Controlo e Gestão - Univ. de Coimbra
Noronha, R.F.	Dept. de Eng. Mecânica - UFF
Norrish, J.	School of Industrial and Manufacturing Science, Cranfield Institute of Technology
Nóvoa, M.P.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales
Novotny, A.A.	GRANTE- Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Obiol, Elia	Dept. de Física - Univ. Nacional Del Sur
Ocando P.	Univ. del Zulla - Fac. de Ingeniería - Escuela Ingeniería Mecánica
Ogliari, A.	Depto. de Eng. Mecânica GRANTE - UFSC
Olay, J. V.	Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación - Univ. de Oviedo
Olay, J.V.	E.T.S. Ingenieros Industriales - Dpto de const. e Ingeniería de Fabric.
Oliva, Alvaro P.	Univ. Beira Interior-Dpto. Ciências Aeroespaciais
Oliveira Jr., S.	EPUSP - Escola Politécnica da USP
Oliveira, A.B.S.	Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Tecnologia - Univ. e de Brasília
Oliveira, E.S.	Depto. de Enga. Mecânica - UFPA
Oliveira, G. L.	Laborat de Termociências e Metrologia Dinâmica-Depto. de Mecânica - Univer. de Brasília
Oliveira, J.E.F.	UFPE - Depto. de Eng. Mecânica
Oliveira, J.F.G.	Depto. de Enga. Mecânica - UNESP
Oliveira, L. C.	Depto. de Fabricação e Projeto de Máquinas - Centro de Tecnologia - UFSM
Oliveira, M. Á. L.	Dept. de Engenharia Mecânica - CT/ UFES
Oliveiro, M.L.N.	Univ. e de Los Andes - Lab. de Hidráulica
Oliveski, R.C.	Programa de Pós-Graduação em Enga. Mecânica - UFRGS
Ondracek, G.	RWTH Aachen
Oprisan, C.	Theoretical Mechanics Department - Univ. "Gh. Asachi"
Orlande, H.R.B.	PEM/COPPE/UFRJ
Ortega, I.	Fac. de Ing. Mecânica - Inst. superior politécnico José Antonio Echeverría
Ortega, M. A.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica - Centro Técnico Aeroespacial
Outeiro, J.C.	Depto. de Eng. Mecânica da Univ. e de Coimbra
Outtagarts, A.	CETHIL - URA CNRS
Oytana, C.	Université de France-Comté - Laboratoire de Mécanique Appliquée R. Chaleat
Pacheco, P.M.C.L.	Depto. de Enga. Mecânica - DPPG-CEFET-RJ
Pacheco, P. M. C. L.	Depto. de Engenharia Mecânica - Centro Federal de Educação Tecnológica
Pacheco, R.P.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Padilla, E.	Univ. e de Los Andes - Lab. de Hidráulica
Padilla, S	Centro de Instrumentos, Univ. Nacional Autónoma de México
Pagès, P.	Dpto. de Ciencia de Material e Ingeniería Metalúrgica - Univ. Politécnica de Catalunya
Paiva, M. A.S.	Escola Politécnica da USP - Depto. de Enga. Mecânica
Paladini, E. P.	Depto. de Engenharia de Produção e Sistemas - UFSC
Palhares, A.G.B.	FEE/UNICAMP
Palma, E. S.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Palma, J.G.	Escola de Enga. de São Carlos - LAMAFE - USP
Paloto, J.C.	Dept. de Ingeniería - Univ. Nacional del Sur
Pámanes, J.A.G.	Grupo de Mecatrónica del Dept. de Ingeniería Eléctrica y Electrónica
Pamplona, D.	PUC-RJ
Panato, J.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Pandolfell, V.C.	Depto. de Ciências Físicas/Lab. de Eng. de Materiais - UFU
Paone, N.	Dipartimento di Meccanica - Università de Ancona
Pardo, A.	Labein - Centro de Investigación Tecnológica
Pardo, E.	Division Soldadura y Fractura - INTEMA - Univ. e Nacional de Mar del plata
Paris, A.D.	UFSM - Centro de Tecnologia - Depto. de Fabricação e Projetos de Máquinas
Parisotto, W.R.	Inst. Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE
Park, K.J.	DPPPAG - Fac. de Eng. Agrícola - UNICAMP
Parra, M.T.	Depto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica - E.T.S. de Ingenieros Industriales
Parrondo, J.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
Pascon, L.F.	Depto. de Enga. Mecânica - UNESP
Pasqua, D.	Inst. de Mecanica Aplicada (CONICET) - Univ. Tecnológica Nacional (FRBB)

Lista de Autores

Passos, E. F.	Depto. de Física - Universidade Federal de Viçosa
Pastukhov, V.A.	CEMAR/FAENQUIL
Patíño, N. B.	Fac. de Ingeniería - Univ. de Los Andes
Patrakhaltsev, N.N.	Inst. de Motores de Combustion Interna, Fac. de Ingeniería Mecánica,
Paulo da Fonseca Santos	INMETRO – laboratório de calor
Pavanello, R.	Depto. Mecânica Computacional - UNICAMP/FEM
Pavlov, S.B.	Dept. T.M.M. Technical Univ.
Payri, F.	CMT Dept. - Univ. Politécnica
Pedrero, J.I.	Univ. de Murcia, Escuela Politécnica Superior de Cartagena
Pedroso, L. J.	Universidade de Brasília - Faculdade de Tecnologia
Peixoto, F.L.	GRUCON- Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Peixoto, R.A.	Escola Politécnica da USP - Depto. de Enga. Mecânica
Pelagagge, P.M.	Dept. of Energetics, Faculty of Engineering - Univ. of L'Aquila
Pellegrini, C.C.	FUNREI - DIAP
Peña, O.C.	Instituto Superior José Antonio Echeverría
Pena, R. T.	UFMG - Depto. de Engenharia Eletrônica
Pereira Filho, F. L.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ. e de Brasília
Pereira Filho, I. C.	Embraco - Empresa Brasileira de Compressores S/A
Pereira, M.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão
Pereira, R.G.	Depto. de Eng. Mecânica - UFF
Pereira, A.	Escuela Tec. Sup. de Inge. Industriais y Minas de Vigo
Pereira, Ê.B.	INPE
Pereira, G.M.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ. e do Vale do Rio dos Sinos
Pereira, J.A.F.R.	Depto. de Enga. de Sistemas Químicos/FEQ/UNICAMP
Pereira, J.C.	Laboratoire de Mécanique des Structures - URA CNRS 862
Pereira, L.T.do Vale	Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Pereira, M.L.	Depto. de Eng. Mecânica - UFMG
Pereira, M.S.	Depto. de Materiais e Tecnologia - Fac. de Enga. Guaratinguetá - UNESP
Pereira, M.W.I	Depto. Enga. Industrial - Enga. de Processos III - EMBRACO S/A
Pereira, R.A.	Depto. Eng. Mecânica - UFU
Pereira, R.M.R.J.	Depto. de Enga. Mecânica, Inst. Superior Técnico
Pereira, Z. L.	Grupo de Discipl. de Eng. Industrial, Fac. de Ciências e Tecnologia - Univ. Nova de Lisboa
Peres, R. M.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão
Pérez, A.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ. de oriente
Perez, R.	Depto. de Enga. de Sistemas Químicos/FEQ/UNICAMP
Pérez, A.	Depto. de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia - Univ. Simón Bolívar
Pérez, Ci.A.	Depto. de Termodinámica - Univ. Simón Bolívar
Pérez, E.L.	Fac. de Ing. Industrial - Inst. superior politécnico José Antonio Echeverría
Pérez, H. O.	Dept. de Mecánica-Fac. de Ingeniería-Univ. de Magallanes
Pérez, R. C.	Universidad de Las Palmas de G. C. Depto de Inge.Mec, Campus Tafira
Perez, V.C.	Centro de Investigación y Desarrollo en Automoción - CIDAUT
Perju, D.	Technical Univ. of Timisoara
Perreux, D.	Université de France-Comté - Laboratoire de Mécanique Appliquée R. Chaleat
Perseguiç, O.T.	Escola de Eng. de São Carlos - USP - Depto. de Enga. Mecânica
Peters, S.	Dept. de Informática e Estatística - INE - UFSC
Pfritscher, C.	GRACO - Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Tecnologia - UnB
Philippi, P.C.	Dept. de Engenharia Mecânica - UFSC
Piccoli, H. C.	Depto. de Materiais e Construção - Univ. e do Rio Grande
Pigari, A.	DEF/FEM/UNICAMP
Pimenta, J.	Laboratoire de Thermodynamique - Faculté des Sciences Appliquées - Université de Liège
Pimenta, M. M.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola Politécnica da Univ. e de São Paulo
Pimentel, J.R.	Depto. de Física - UNESP
Pinheiro, M. A. S.	IME - Inst. Militar de Engenharia - DE/4- Dept. de Engenharia Mecânica e de Materiais
Pinheiro, P.C.C.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Pinho, F.A.A.	Depto. de Eng. Mecânica - UFU

Lista de Autores

Pinotti Júnior, M.	Escola de Eng. de São Carlos - USP
Pinotti, M.	Depto. de Energia - FEM- UNICAMP
Pinto, A.A.	Depto. de Eng. Fabricação - FEM - UNICAMP
Pinto, E. A. de G.R.	Lab. de Hidrogênio da UNICAMP
Pinto, Luiz Antônio Vaz	PENO-COPPE/UFRJ
Pinto, R.L.U.de F.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Piratelli, F.O.A	GRACO - Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Tecnologia - UnB
Pires, A.C.	Inst. Superior Técnico - Dept. de Engenharia Mecânica - Sec.Termodinâmica Aplic
Pires, Antônio Ramos	Escola Superior de Tecnologia de Setúbal
Pires, L.F.G.	Depto. de Eng. Mecânica - PUC-RJ
Pironti, F.	Depto. de Termodinamica - Univ. Simon Bolivar
Pistono, J.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
Pitanguy, I	PUC-RJ
Plachco, F.P.	Escuela de Ingenieria de Sistemas - Fac. de Ingenieria - Univ. de Los Andes
Plácido, J. C. R.	Petrobrás/CENPES/SUPEP/SEPEF
Plonski, G.A.	POLI/USP
Politano, P.R.	Univ.e de São Carlos - Depto. de Computação
Pont, C. A. L.	Grupo ISEP - Facultad de Ingenieria - UBA
Ponta, F.L.	Grupo ISEP - Facultad de Ingenieria - UBA
Pontes Jr., B.R.	DMC/FEM/UNICAMP
Popescu, G.	Theoretical Mechanics Department - Univ. "Gh. Asachi"
Popescu, I.	Faculty of Mechanics - Univ. of Craiova
Porto, A.J.V.	E. E. de São Carlos - Depto. de Enga. Mecânica - Lab.Máquinas Ferramentas - USP
Porto,L.C.	Depto. de Eng. Mecânica - PUC-RJ
Possamai, F.C.	EMBRACO S/A - P&D
Prado, A. O.	Univ. Nacional Autónoma de México - Lab.s de Ingenieria Mecánica
Prado, A.F.B.A.	Inst. Nacional de Pesquisas Espaciais - INPE
Prado, I.J.E.	Depto. de Eng. Mecânica GRANTE - UFSC
Prado, R.	Facultd de Ingenieria, Univ.e Nacional de Comahue
Prata, A. T.	Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Prata, Á. T.	Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Prata, A.T.	Depto. de Enga. Mecânica - EMC - UFSC
Prata, Á.T.	Depto. de Enga. Mecânica - UFSC
Prota, W.P.	Depto. de Eng. Mecânica/UNITAU
Quaresma, J.N.N.	Depto. de Enga. Química - UFPA
Queiroz, F. R.	Programa de Eng. Mecânica - COPPE-UFRJ
Queiróz, H.C.	Depto. de Ciências Físicas - UFU
Quintana, J.A.	Lab. de Materiales Fotosensibles- Dept. de Fisica Aplicada - Univ. Alicante
Quisca A., S.I.	Inst. de Conservación del Medio Ambiente - INCOMA
Rabelo, A. A.	Univ. Simon Bolivar - Depto. de Mecanica
Rachid, F. B. de F.	Depto. de Enga. Mecânica - UFF
Rachid, F. B. F.	Depto. de Enga. Mecânica - UFF
Rade, D.A.	Depto. de Ciências Físicas - UFU
Rade, R.S.L.	Depto. de Ciências Físicas - UFU
Radwan, M.M.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Rahman Alij, A.A.	Depto. de Ingenieria de Construcción y Fabricación - UNED
Raimundo, A.M.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ.e de Coimbra
Rajurkar, K. P.	Nontraditional Manufacturing Research Center, Univ. of Nebraska, USA
Ramirez, J	Universidad Nacional Autónoma de México
Ramírez, N.E.	Depto. de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia - Univ. Simón Bolívar
Ramírez, V.	Univ. Nacional Autónoma de México - Facultad de Química - Dept.
Ramos, F.M.	Inst. Nacional de Pesquisas Espaciais - Lab. de Integração e Testes
Ramos, M.D.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola Federal de Itajubá
Rangel, M.S	LNCC/CNPq
Rapetta, A. E.	Depto. de Materiales y Metalurgia - Escuela de Ingenieria Mec. Fac. de Ing. L.U.Z.

Lista de Autores

Raynaud, M.	Centre de Thermique, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon
Rebollo, D.	Inst. de Mecánica Aplicada, Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de San Juan
Reca, Y.N.E. W.	Programa de Investigaciones en Sólidos (PRINSO) CITEFA-CONICET
Rego, O.A.A.	Depto. Eng. Mecánica - UFU
Reis, J.E.T.	Dept. de Ciências Físicas - UFU
Reis, L.C.A.	Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear - Supervisão de Rejeitos - CT3
Reis, N.C.	Depto. de Hidráulica e Saneamento - UFES
Reis, P.N.B.	Univ. e da Beira Alta
Reiter, H.	Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación - Univ. de Oviedo
Rentes, A.F.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola de Eng. de São Carlos - USP
Resende, D.J.	Depto. de Física Aplicada - FUNREI
Resende, H.B.	Embraer - DTE/TEE/EAD-AAE (259)
Resende, S.	CTA/ITA/IEAA
Rey, F.J.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
Rey, G. G.	Dept. de Mecánica Aplicada - Inst. Superior Politécnico "José A. Echeverría"
Rey, L. M. J.	Dpto. de Construcción e Ingeniería de Fabricación - Univ. de Oviedo
Rey, M.J.L.	E.T.S.I. Industriales de Gijón
Reyes B. R. A. I.	Dept. de MAteriales y Metalurgia - Escuela de Ingeniería Mec. Fac. de Ing. L.U.Z.
Reyes, M.	Lab. de Simulación Computacional - Depto. de Energía - Escuela de Ingeniería Mecáni
Reyez, E.	Depto. de Consersión y transporte de Energía - Univ. Simón Bolívar
Rezende, R. A.	Depto. de Projetos - ITA/CTA
Rezende,D.F.	GRUCON- Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Riba, C.	Depto. de Ingeniería Mecánica - Univ. Politécnica de Catalunya
Ribeiro Jr., A.S.	Grante - Grupo de Análise de Tensões - Dept. de Eng. Mecânica - UFSC
Ribeiro, C.R.	Depto. de Eng. Mecânica - UFU
Ribeiro, G.S.	PETROBRÁS -DIPO
Ribeiro, J.F.	Depto. de Eng. Mecânica - UFU
Ribeiro, M.M.	Escola Federal de Eng. de Itajubá
Ribeiro, M.V.	Depto. de Eng. Fabricação - FEM - UNICAMP
Ribeiro, R.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola Politécnica da Univ. de São Paulo
Rico, E.F.	Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales - Univ. de Oviedo
Rieland, M.	Enquete Kommission Shützt der Atmosphäre
Riera, J. D.	Grupo de Mecánica Aplicada - DEMEC- UFRGS
Riestra, G.V.	E.T.S. de Ingenieros Industriales de Gijón
Rincón, E.	Fac. de Ingeniería de la UAEM
Rincón, J.	Lab. de Simulación Computacional - Depto. de Energía - Escuela de Ingeniería Mecáni
Rios R., R.	Univ. Austral de Chile
Ríos, J.	Depto. Ingeniería Mec. y Fabricación - Escuela Técnica Superior de Ingenieros
Rios, J.A.D.	Depto de Enga. de Alimentos da UNICAMP
Rizo, M. C.	Instituto Politécnico José Antonio Echeverría
Robert, T. N.	Univ. Nacional Autónoma de México - Facultad de Química - Dept.
Rocha, A. S.	Escola Técnica Federal do Ceará
Rocha, R.	CPDEE - UFMG
Rocha, S.R.	Depto. de Enga. Elétrica - UFMG
Rochinha, F.A.	DEM/COPPE/UFRJ
Rodrigues Filho, F.	Lab. Ferroviário - Fac.Eng. Mecânica - UNICAMP
Rodrigues, J. de A.	Lab. de Hidrogênio da UNICAMP
Rodrigues, J.L.A.F.	Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Tecnologia-Univ. e de Brasília
Rodrigues, S.R.	Univ. e de São Paulo - ICMSC - Depto. de Computação e Estatística e ILTC
Rodríguez C., J.M.	Depto. de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica - PUC-Chile
Rodríguez, C. J. M.	Depto. de Ingeniería Mecánica y Metalúrgica - Ponticia Univ. Católica de Chile
Rodríguez, J.	Depto. de Termodinámica y Fenómenos de Transferencia - Univ. Simón Bolívar
Rodríguez, J. L.M.	Fac. de Ingeniería Mecánica - Univ. Central de Las Villas
Roehl, J.L.	Depto de Enga. Civil - PUC- RJ -
Rogers, C.A.	Virginia Polytechnic Institute and State Univ.

Lista de Autores

Rojas I., A.	Instituto de Materiales y Procesos termomecánicos - Univ. Austral de Chile
Rojas, Javier	Facultad de Ingeniería de la - Univ. Nacional de La Plata
Rojas, W. E. S.	Escuelas de Ingeniería Mecánica y de Ingeniería Eléctrica - Fac. de Ingeniería
Rojos, E.O.	Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de San Juan
Rolim, T.L.	Depto. de Eng. Mecánica - UFPE
Rollo, J.M.D.A.	Depto. de Eng. de Materiales de São Carlos - USP
Ronzani, E.R.	Depto. de Eng. Mecánica - PUC-RJ
Rosa, E. S.	Dept. de Energía - FEM - UNICAMP
Rosa, E.S.	FEM/DE - UNICAMP
Rosa, J.B.	Depto. de Enga. Mecánica - UFMG
Rosa, M. A. P.	Inst. de Estudos Avançados - CTA
Rosa, P.C.	Depto. de Enga. Eletrônica - Escola Federal de Eng. de Itajubá - EFEI
Rosales, M.B.	Department of Engineering, Univ. Nacional de Sur
Rosário, J.M.	UNICAMP/FEM/ Lab. de Automação e Robótica
Rosas, C.	Depto. de Ingeniería Mecánica - Univ. de Santiago de Chile
Rosas, C.E.	Depto. de Ing. Mecánica, Univ. de Santiago de Chile
Rosas, R.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Univ. de Santiago de Chile
Rosolen, C.V.A.G.	UNICAMP/FEM/DETF
Ross, L. F. S.	DME-IEM - Escola Federal de Eng. de Itajubá
Rossi, J.S.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão
Rossini, E. G.	PROMEC- UFRGS
Rozenfeld, H.	Lamafe - Depto. Eng. Mecánica - EESC/USP
Rubio R., S.	Instituto de Materiales y Procesos termomecánicos - Univ. Austral de Chile
Rubio, M. R. G.	Inst. de Pesquisas Tecnológicas do Estado de SP
Rueda, V. F.	Depto. Diseño y Construcción Estructuras de Edificación y O.P. - Univ. de Cantabria
Ruffino, R.T.	Depto. de Enga. e Tecnologia Mecânica da UNESP
Ruiz, G	Centro de Instrumentos, Univ. Nacional Autónoma de México
Ruiz, J.R.	Grupo Tribología/Fac. Ingeniería Mecánica/Univ. Central de las Villas
Ruperti Jr., N.J.	Centre de Thermique, Institut National des Sciences Appliquées de yon
Russo, F.H.	DPM/FEM/UNICAMP
RZ-Maribona, I.	Labein - Centro de Investigación Tecnológica
Sá da Costa, J.M.G.	Depto. de Enga. Mecánica - Grupo de Control, Automação e Robótica - Inst. Superior Tê
Sá, C.H.M.	Petrobrás/CENPES/SEPEF
Saboya, F.E.M.	Dept. de Eng. Mecánica - UFF
Saboya, S. M.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica - ITA
Sacadura, J.F.	Centre de Thermique (CETHIL) - INSA de Lyon
Sacadura, J.F.	Centre de Thermique, Institut National des Sciences Appliquées de yon
Sadhu, D. P.	Promec- UFRGS
Sáez, A.E.	Department of Chemical Engineering
Saglietti, J. R. C.	Depto. de Física e Biofísica da UNESP
Sales, W.F.	Bl. M - Depto. de Enga. Mecánica - UFU
Salles, W.J.	Escola Federal de Eng. de Itajubá - EFEI
Salomão, S.	Depto. de Enga. Mecánica - Escola de Eng. de São Carlos - USP
Salvadoretti, J. L.	PROMEC- UFRGS
Salvo, R.N.	Fac. de Ciências Exactas - Fac. de Ingeniería (UNSA)
Samat, D.A.	Inst. de Mecánica Aplicada - Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de San Juan
Sampaio, R.	Depto. de Eng. Mecánica - PUC- RJ
Sampaio, R.	DEM - PUC-RJ
San Jose, J.T.	Labein - Centro de Investigación Tecnológica
San Román, J.L.	INSIA, Inst. Universitario del Automóvil
San Román, J.L.	Inst. Universitario del Automóvil - INSIA
Sanches, A.S.	Area de Ingeniería Mecánica - Depto. Ingeniería Mecánica - Univ. Zaragoza
Sanches, D.	Programa de Enga. Mecánica - COPPE-UFRJ
Sanchez, A. B.	E.T.S.I. Industriales de Gijon
Sánchez, C.G.	UNICAMP-FEM-DETF

Lista de Autores

Sanchez, E.M.S.	UNICAMP/DEM/FEM
Sánchez, J.	Centro de Instrumentos, Univ. Nacional Autónoma de México
Sánchez, J.A.	Depto. de Ingeniería Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
Sánchez, M.	Fac. de Ingeniería de la UAEM
Sanchez, M.A.	Inst. de Mecánica Aplicada, Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de San Juan
Sanchez, M.L.	Depto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica - E.T.S. de Ingenieros Industriales
Sánchez, S. C.	Univ. Nacional Autónoma de México - Lab.s de Ingeniería Mecánica
Sanchez, M.A.	Inst. de Mecánica Aplicada - Fac. de Ingeniería - Univ. Nacional de San Juan
Sánchez, H. G.	Fac. de Ingeniería Mecánica - Univ. Central de Las Villas
Sancibrián, R.	Depto. Diseño y Construcción Estructuras de Edificación y O.P. - Univ. de Cantabria
Sandra, M.	Univ. del Zulia - Fac. de Ingeniería - Escuela Ingeniería Mecánica
Sant'Anna, T.P.	Escola Técnica do Espírito Santo
Santacreu, A.C.M.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica - Div. de Engenharia Aeronáutica
Santolaria, C.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
Santos Jr., A.A.	UNICAMP/FEM
Santos, A.H.M.	Escola Federal de Enga. de Itajubá
Santos, A.	Depto. de Enga. Mecánica - Univ. de Coimbra
Santos, A.B.	Depto. de Eng. Mecánica - UFU
Santos, A.F.M.	Depto. de Eng. Mecánica - UFU
Santos, A.H.M.	Grupo de Energía - EFEI
Santos, C. A. M.	Depto. de Mecánica - Fac. de Eng. Industrial - FEI
Santos, F. C.G.	Depto. de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Pernambuco
Santos, F.J.P.	Petrobrás/CENPES/SEPEF
Santos, I.F.	DPM/FEM/UNICAMP
Santos, J. M.	Depto. de Hidráulica e Saneamento - UFES
Santos, J.A.C.M.	Depto. de Eng. de Petróleo - FEM - UNICAMP
Santos, M. B.	Inst. Tecnológico de Aeronáutica - ITA
Santos, M.A.	Depto. de Enga. Mecânica - UFPB
Santos, M.E.	FUNREI - DIAP
Santos, P.R.F.	Inmetro/DIMCI
Sanz A. F.	Univ. de La Rioja
Saoubi, R.M.	Laboratoire de Microstructure et Mécanique des Matériaux - LM3 UA CNRS 1219, ENSAM
Sarachaga, I.	Depto. de Ingeniería Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
Saracho, C.M.	DMC/FEM/UNICAMP
Sardi, B.N.G.	Consejo Profesional de Ingeniería Mecánica y Electricista
Sartori, D.J.M.	Depto. de Enga. Química - Univ. de São Carlos
Sarzeto, C. A. P.	Dept. de Enga. Mecánica e de Materiais - Inst. Militar de Engenharia
Sarzeto, C.A.P.	Depto. de Enga. Mecánica e de Materiais - Inst. Militar de Eng. -
Savi, M.A.	Depto. de Eng. Mecánica - UnB
Savi, M.A.	Depto. de Engenharia Mecânica - UnB
Scalabrin, A.	DPM/FEM/UNICAMP
Scarpelli, H.C.A.	Univ. de São Carlos - Depto. de Computação
Schmidt, E.	LABSOLAR - UFSC
Schmulling, R.	Depto de Mecánica - Centro Politécnico Superior - Univ. Zaragoza
Schneider, C.A.	Univ. Federal de Santa Catarina
Schneider, P. S.	Grupo de Energía Solar - Dept. de Eng. Mecánica - UFRGS
Schroeder, E	Depto. de Enga. Mecánica/Lab. de Mecánica de Precisión - UFSC
Schroeter, R.	Fraunhofer - Institut fuer Produktionstechnologie
Schwarz, V.A.	Escola Federal de Enga. de Itajubá - Depto. de Enga. Mecânica
Scieszko, J.L.	DEM/PEM/UFRJ
Scofano Neto, F.	Depto. de Eng. Mecánica e de Materiais - Inst. Militar de Eng.
Scorissa Jr., D.	Depto. de Engenharia Mecânica
Scotti, A.	Depto. Eng. Mecánica - UFU
Sebastián, M.A.	Depto. de Ingeniería de Construcción y Fabricación - E.T.S. de Ing. Industriales UNED
Segenreich, S.A.	Depto. de Enga. Mecánica - PUC-RJ

Lista de Autores

Seixlack, A.L.	Dept. de Eng. Mecânica - UFSC
Selke, C.A.C.	Grante - Grupo de Análise de Tensões - Dept. de Eng. Mecânica - UFSC
Senna, J.G.M.S.	Dept. de Energia - Inst. Tecnológico de Aeronautica CTA/ITA/IEME
Sepúlveda, F.J.	Depto. de Ingeniería de Construcción y Fabricación - E.T.S. de Ing. Industriales UNED
Sette, B.	Depto. de Diseño y Construcción de Estructuras de Edificación y O.P. - Univ. de Cantabria
Shen, T.J.	AS/LAAS du CNRS
Shiono, K.	Department of Civil & Building Engineering Loughborough - Univ. of Tecnology
Shokin, Y. I.	Institute of Computacional Tecnologies - Division of The Russian Academy of Sciences
Silva Neto, A.J.	Promon Eng.
Silva, A. P.	Depto. Materiais e da Construção Civil - UFMG
Silva, A.F. T.	PEM/COPPE/UFRJ
Silva, C.	Programa de Pós-Graduação em Enga. Mecânica - UFRGS
Silva, C. B. da C.	CENPES - PETROBRÁS
Silva, C.T.C.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Silva, Cristóvão	Depto. de Eng. Mecânica, Fac.de Ciências e Tec. da Univ.e de Coimbra
Silva, E. C.	Fac. de Engenharia de Joinville
Silva, E.M.V.	Depto. de Enga. Química - Univ.e Federal de São Carlos
Silva, F.R.	Inst. Militar de Eng., IME Depto. de Enga. Mecânica e de Materiais
Silva, G.G.	Programa de Pós-Graduação em Eng. Mecânica - UFRN
Silva, J.B.	Centro de Tecnologia - Depto. Enga. Mecânica - UFRN
Silva, J.G.S.	Depto de Enga. Civil - PUC- RJ -
Silva, M. C.	Dept. de Engenharia Mecânica - UFU
Silva, M.A.G.	Univ. Nova de Lisboa e LNEC
Silva, M.S.	Depto. de Enga. Mecânica e de Materiais - Inst. Militar de Eng. -
Silva, R. J.	DME-IEM - Escola Federal de Eng. de Itajubá
Silva, R.G.A.	EMBRAER/DTE/TEE/EAD - 259
Silva, R.V.	Depto. de Enga. Mecânica - UFPB
Silva, V. F.	Depto. de Materiais - Escola de Engenharia de São Carlos - USP
Silva, M. B.	Bl. M - Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Silva, M.B.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Silvares, O. de M.	Escola Politécnica da USP
Silveira Júnior, V.	Depto de Enga. de Alimentos da UNICAMP
Silveira Neto, A.	Depto. de Eng. Mecânica - UFU
Silveira, J.	Cethii-Insa de Lyon
Silveira, J. L.	Depto. de Energia - UNESP
Silveira, J. L. L.	Programa de Enga. Mecânica - PEM/COPPE - Depto. de Enga. Mecânica-UFRJ
Silveira, M.	Lab. de Vibrações e Acústica - Depto. de Eng. Mecânica - UFSC
Silveira, R. A. M.	Depto. de Enga. Civil - UFOP
Simonis, C.	Depto. de Mecânica - U.S. B.
Siqueira, M.L.	Depto. de Eng. Mecânica - UnB
Siqueira, C.J.M.	Depto. Eng. Mecânica - UFU
Siqueira, M.L.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ.e de Brasília
Sircilli Neto, F.	Inst. de Estudos Avançados (IEAv/CTA)
Smith Neto, P.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Soares, W.A.	Centro de Desenvolvimento da Tecnologia Nuclear (CDTN/CNEN)
Socorro, A. L.	Dept. de MATERIALES y Metalurgia - Escuela de Ingenieira Mec. Fac. de Ing. L.U.Z.
Solano, J.	Univ. de Múrcia, Escuela Politécnica Superior de Cartagena
Sorrell, F.Y.	Department of Mechanical and Aerospace Engineering - North Carolina State Univ.
Sosa, J.A.	Depto. de Enga. Mecânica - Lab. de Máquinas Ferramentas - USP
Sotelo, G.C.	Fac. de Eng. de Joinville - UDESC
Sotolongo, O.	Fac. de Ing. Mecânica - Inst. superior politécnico José Antonio Echeverría
Sousa e Brito, A.	Unidade de Materiais Estruturais (ICEMS) Inst. Superior Técnico
Sousa, A.R.	Escola Técnica de Santa Catarina - ETFSC
Sousa, F.L.	Inst. Nacional de Pesquisas Espaciais - Lab. de Integração e Testes
Souto, M.R.	Escola de Eng. Industrial Metalúrgica de Volta Redonda - Depto. de Ciências dos Materiais

Lista de Autores

Souza Jr., L.	Depto. de Enga. Mecânica - UFMG
Souza Junior, A.M.	Fiat Automoveis S/A
Souza Junior, O.H.	COPEL - Companhia Paranaense de Energia - LAC - Centro Politécnico da UFPR
Souza Júnior, R.	Univ.e de São Francisco
Souza, A. L.	CNEN/SP
Souza, C.P.	Depto. de Enga. Mecânica - UFRGN
Souza, E.M.	Bl. M - Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Souza, H.A.	Dept. de Técnicas Fundamentais, UFOP
Souza, M.S.	Depto. Eng. Mecânica - UFU
Souza, N.C.	COPEL
Souza, P.N.	DMC/Inst. de Pesquisas Espaciais - INPE
Souza, S. N.M.	Dept. de Engenharia Mecânica - UFU
Speranza Neto, M.	Depto. de Enga. Mecânica e de Materiais - Inst. Militar de Eng.
Speranza Neto,M.	Inst. Militar de Eng. - Seção de Enga. Mecânica e de Materiais
Spragg, R.	Cranfield Univ. - School of Industrial and Manufacturing Science
Stampa, C.S.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Steffen Jr., V	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Stoeterau, R.L.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão
Strunck, V.	Lab. for Fluid Flow Measuring Techniques - Physikallsch-Technische Bundesanstalt
Stuhlmann, R.	GKSS
Su, Jian	Mechanical Engenieering Program (PEM - COPPE/UFRJ)
Suga, R.A.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola de Eng. de São Carlos - USP
Swider, P.	Laboratoire de Mécanique des Structures - URA CNRS 862
Takahashi, W.K.	Divisão de Mecânica Espacial e Controle - DEM/INPE
Tamagna, A.	Grupo de Mecânica Aplicada - DEMEC- UFRGS
Tanisho, P. M.	Depto. de Energia - UNESP
Tapia, C.R.	Universidad de Las Palmas de G.C. , Edificio Departamental de Ingenierias, Campus de Ta
Tarela, P. A.	Lab. de Hidráulica Aplicada Inst. Nacional de Ciencia y Técnica Hídricas
Tavares Jr., H.M.	DEM - PUC-RJ
Tavares, M.R.	Dept. de Enga. Mecânica - Escola Politecnica da Univ.e de São Paulo
Tedeschi, G.	CETHIL - INSA DE LYON
Teixeira, C. R.	LMP/UFSC
Teixeira, E. C.	Department of Hydraulics and Sanitary Engineering - UFES/CT
Teixeira, M.A.O.M.	Departament of Mechanical Engineering, Fluids Section, Imperial College of Science
Teixeira, M.S.	Inst. de Mecânica - Escola Federal de Enga. de Itajubá
Telles, G.N.	FEM/DEMA/UNICAMP
Tenenbaum, R. A.	Lab. de acústica e Vibrações PEM/COPPE/UFRJ
Teodoro, E. B.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Teodoro, E.B.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Terrado, M.D.	Inst. de Mecanica Aplicada - Fac.e de Ingenieria - Univ.e Nacional de San Juan
Thery, P.	Lab. Capteurs et Instrumentation (LCI) Université des Sciences et Technologie de Lille
Thoméo, J.C.	Dept. de Engenharia e Tecnologia de Alimentos - UNESP
Tiago Filho, G.L.	Grupo de Energia - EFEI
Tiba, C.	Depto de Energia Nuclear - Univers. Federal de Pernambuco
Tiberti, A.J.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola de Eng. de São Carlos - USP
Tinaut, F.V.	Depto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica - E.T.S. de Ingenieros Industriales
Tinoco G., C.E.	Dept. de Mecánica - Univ. Simón Bolívar
Todorovska-Azievska, L.	
Tófani, Paulo de Carvalho	Comissão de Energia Nuclear (CNEN)
Tomasini, E.P.	Dipartimento di Meccanica - Università di Ancona
Tonial, M. A.	Depto. de Enga. Química - UFRGS
Torero, J.L.	Laboratoire de Chimie Physique de la Combustion - Université de Poitiers
Toroco, E.O.	LNCC/CNPq
Torres Farinha, J.M.	Inst. Superior de Eng. de Coimbra
Torres, C	Escuela de Ingenieria Mecánica - Facultad de Ingenieria - Univ. de Los Andes

Lista de Autores

Torres, M.	Dept. de Mecânica - Univ.e Simón Bolívar
Torres, M. A.S.	FEG/UNESP
Trabasso, L.G.	CTA - ITA - Divisão de Engenharia Mecânica - Depto. de Projetos
Trevisan, O.V.	Depto. de Eng. de Petróleo - FEM - UNICAMP
Trevisan, R.E.	Dept. de Engenharia de Fabricação - Fac. de Engenharia Mecânica - UNICAMP
Trindade Jr., O.	E. E. de São Carlos - Depto. de Enga. Mecânica - Lab.Máquinas Ferramentas - USP
Trindade, M. A.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC- RJ
Tronco, M.L.	E. E. de São Carlos - Depto. de Enga. Mecânica - Lab.Máquinas Ferramentas - USP
Troyman, Antônio Carlos Ra	PENO-COPPE/UFRJ
Truong Dinh-Tien, J.M.	Inst. Politécnico - Campus Regional da UERJ
Tsugawa, M.F.	Depto. de Eng. Mecânica/Mecatrônica - Escola Politécnica da USP
Tsunaki, R.H.	Escola de Eng. de São Carlos - Depto. de Eng. Mecânica - USP
Tucho, R.	Dept. of Mechanical and Civil Engineering - Univ. of Oviedo
Turra, A.E.	Depto. de Enga. Mecânica - FEIS-UNESP
Urban, C.W.	CCTN/UFGM
Urquiza, S.A.	Dept. Mecânica - Fac. de Ingeniería -Univ. Nacional de Mar del Plata
Urreta, J.I.	Labein - Centro de Investigación Tecnológica
Valderrama R. A.C.	Inst. de Motores de Combustión Interna - Fac. de Ingeniería Mecanica
Valderrama, R.	Dept. de Mecânica - Univ.e Simón Bolívar
Valdizan, M.J.	Depto. de Ingeniería Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
Valea, J.	Lab. de Estudio y Ensayo de Materiales Depto. de Ingeniería - Univ. Nacional del Sur
Valido, F.	Universidad de Las Palmas de G.C., Depto de Ingeniería Mecanica, Campus de Tafira
Valle, R.M.	Depto. de Enga. Mecânica - UFGM
Vallejos, R.V.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ.e de Caxias do Sul
Valverde M., A.	Depto. Eng. Mec. y Energética - Escuela Politécnica Superior -Univ. de Murcia
Vanstraelen, D.	Depto. de Diseño y Construcción de Estructuras de Edificación y O.P. - Univ. de Cantabria
Vaquero, R. M. S. H.	Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales - Univ. Politécnica de Madrid
Varas, H. G.	Dept. de Ingeniería Mecánica - Univ. de Antofagasta
Varela, J.B.	Depto. de Ciencia de los Materiales -Esc. Téc. Sup. de Ingen. Ind.- Univ. de Oviedo
Vargas, A.S.	Depto. de Enga. Mecânica - PUC-RJ
Vasconcellos, J. F. V.	UFSC
Vasconcelos, L.G.S.	Depto. de Enga. Química - UFPb
Vatavuk, P.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola Politécnica da Univ.e de São Paulo
Vaz, M.A.P.	Dept. de Enga. Mecânica e Gestão Industrial - Univ.e do Porto
Vecci, M.A.M.	UFGM - Escola de Engenharia - Dept. de Estruturas
Vega, Y. M.	Fac. de Ing. Mecânica - Inst. superior politécnico José Antonio Echeverría
Velarde, J. G.	Dpt. de Construcción y Fabricacion - E.T.S. I Industriales - U.N.E.D.
Velarde, S.	Depto. de Energía - Univ. de Oviedo
Velasco, E.	Fac. de Ingeniería de la UAEM
Velasco, E.	INSIA, Inst. Universitario del Automóvil
Veloso, Marcelo A.	Comissão de Energia Nuclear (CNEN)
Venzon, M.C.P.	Depto. Enga. Mecânica - UFRGS
Vera, C.	INSIA (Inst Univer. de Investigación del Automóvil) Univ. Politécnica de Madrid
Vera, F.	Fac. de Ingeniería de la UAEM
Vera,C.	INSIA, Inst. Universitario del Automóvil
Vetiola, S.R.	IPT - Inst. de Pesquisas Tecnológicas do Est. SP
Viada, A. S.	Univ. del Zulia - Fac. de Ingeniería - Escuela Ingeniería Mecánica
Vial-Edwards, C.	Depto. de Ingen. Mecânica y Metalúrgica - Pontificia Univ. Católica de Chile
Viana, M.E.G.	Pontificia Univ. Católica do Rio de Janeiro - PUC-RJ
Vianna, J. N.S.	Laborat de Termociências e Metrologia Dinâmica-Depto. de Eng. Mecânica - Univ. de Brasi
Vianna, J.N.S	Depto. de Enga. Mecânica - Fac. de Tecnologia - Univ.e de Brasília
Vianna, J.N.S.	Depto. de Enga. Mecânica - Univ.e de Brasília
Vidakovic, Z.	PEM/COPPE/UFRJ
Vidal, A.	Dept. de Termodinamica - Univ. Simon Bolivar
Vieira, M.C.B.	Escola Politécnica - Depto. de Eng. Mecânica - PUC-RS

Lista de Autores

Vieira, N.M.R.	Depto. de Enga. Mecânica - Escola Federal de Itajubá
Vielmo, H.	Programa de Pós-Graduação em Enga, Mecânica - UFRGS
Vihena, M.T.M.B.	Curso de Pós-Graduação em Enga. Mecânica - UFRGS
Vilca, H. C.	Dept. de Ingenieria Mecánica - Univ. de Antofagasta
Vilhena, M.T.M.B.	Programa de Pós-Graduação em Enga, Mecânica - UFRGS
Villafuela, J. M.	Depto. Ingeniería Energética y Fluidomecánica - E.T.S. de Ingenieros Industriales
Viña Olay, I.	ETSI - Industriales de Gijon
Vinã, Olay J.	E.T.S.I. Industriales de Gijon
Vinciguerra, A.	Dipartimento di Meccanica e Aeronautica- Università di Roma
Vinhal, G.N.	Depto. de Enga. Mecânica - UFU
Vizan, A.	Depto. de Ingeniería Mecánica y Fabricación - Escuela Técnica Superior de Ingenieros
Vlassov, V.	Fapesp - INPE
Vodianitskaia, P.	Multibrás S/A Eletrodomésticos
Volpato, N.	Depto. de Enga. Mecânica - CEFET-PR
Voorwald, H.J.C.	FEG/UNESP
Wallach, A.C.L.	Depto. de Eng. Mecânica da UFPE
Walter, A. C. S.	UNICAMP/FEM/DE
Wang, Y.-	Dept. of Mechanical and Civil Engineering - Univ. of Oviedo
Watanabe, M.M.	Depto. de Enga. Mecânica/Lab. de Mecânica de Precisão - UFSC
Watkins, A.P.	Department of Mechanical Engineering - UMIST
Weber, H.I.	Depto. de Projeto Mecânica - UNICAMP
Weingaertner, W. L.	LMP/UFSC
Weingaertner, W.L.	Depto. de Enga. Mecânica/Lab. de Mecânica de Precisão - UFSC
Weingaertner, W.L.	UFSC - Depto. Engenharia Mecânica - Lab. de Mecânica de Precisão
Wozniak, M.	Inst. de Construcción de Maquinas - Univ. Tecnológica de Lodz
Yanagihara, J.I.	Depto. de Eng. Mecânica - Escola Politécnica - USP
Yauti, J.K.	Pirelli Cabos S/A
Yokoyama, E.M.	Depto. de Enga. Mecânica - UNESP
Zambaldi, M.C.	Depto. de Engenharia Mecânica- UFSC
Zambrano, R.E.A.	Escuela de Ingeniería Mecánica - Univ. de Los Andes
Zamel, S.	Fraunhofer - Institut fuer Produktionstechnologie
Zampieri, D.E.	FEM/DMC - UNICAMP
Zanardi, M.A.	Dept. de Energia - Fac. de Engenharia - UNESP
Zangrandi, A.	Depto. de Materiais e Tecnologia - UNESP/Campus Guaratinguetá
Zaparoli, E.L.	Dept. de Energia - Inst. Tecnológico de Aeronautica CTA/ITA/IEME
Zarate, C.	Universidade Federal University, Mech. Dep.
Zavaglia, C.A.C.	UNICAMP/DEM/FEM
Zhou, S.W.	Virginia Polytechnic Institute and State Univ.
Zhu, Y.	Shanghai Institute of Applied Mathematics and Mechanics, Shanghai Univ.
Ziegler, D.	Depto. de Ingenieria - Univ. Nacional del Sur
Ziviani, M.	Depto. de Eng. Mecânica - UFMG
Zouain, N.	Programa de Enga. Mecânica - PEM/COPPE - Depto. de Enga. Mecânica-UFRJ
Zulueta, G.	Depto. de Ingenieria Mecánica - E.T.S. - Univ. del País Vasco
Zumelzu D., E.	Univ. Austral de Chile

Afonso Henrique Moreira	EFEI
Agenor de Toledo Fleury	IPT
Alisson Rocha Machado	UFU
Aloiso Nelmo Klein	UFSC
Ângela O. Nieckele	PUC
Arcanjo Lenzi	UFSC
Arno Blass	UFSC
Benedito De Moraes Purquerio	USP - ESC
Berend Snoeijer	UFSC
Douglas E. Zampieri	UNICAMP
Edgardo Taroco	LNCC - RJ
Edison da Rosa	UFSC
Ernani Sales Palma	UFMG
Fernando Antônio Forcellini	UFSC
Francisco Paulo Lêpore Neto	UFU
Gabriel de Oliveira Ribeiro	UFMG
Giulio Massarani	COPPE
Henner Alberto Gomide	UFU
Henor Artur de Souza	UFOP
Jesualdo Farias	UFCE
Jorge Tadeu de Ramos Neves	UFMG
José Daniel Biasoli de Melo	UFU
José Roberto de F. Arruda	UNICAMP
Lauro César Nicolazi	UFSC
Leonardo M. Vilela Ribeiro	UFMG
Luis Augusto Horta Nogueira	EFEI
Luiz Carlos Sandoval Goés	ITA
Luiz Danilo Barbosa Terra	CEFET - MG
Márcia Suely Corrêa	PUC - MG

Márcio Ziviani	UFMG
Marcus F. Giorgetti	USP - EESC
Marcos Theiss Neves	EFEI
Mário Fernando Montenegro Campos	UFMG
Mauri Fortes	UFMG
Miguel Hoo Hirata	COPPE
Moacir Felizardo de França Filho	CEFET- MG
Moysés A. Navarro	CDTN
Naum Fraidenraich	UFPE
Nelson Murcia	UNESP
Oscar S. H. Mendonza	UFU
Paulo A. de O. Soviero	ITA
Paulo de Carvalho Tófani	CDTN
Perrim Smith Neto	UFU
Ramón Molina Valle	UFMG
Renato Barbieri	FEJ
Renato Machado Cotta	COPPE
Ricardo Nicolau Nassar Koury	UFMG
Ronaldo Barbosa	UFMG
Ronaldo Tadeu Pena	UFMG
Walter Weingartner	UFSC
Wander Luis Vasconcelos	UFMG
Wanyr Romero Ferreira	UFMG
Washington Braga Filho	PUC
William Alves Barbosa	UFSC
Zulcy de Souza	EFEI

Abrão, A.M.	UFU
Accetli Júnior, A.	UFU
Adade Filho, A.	ITA
Aguiar, M.A.M.	UNICAMP
Aguirre, L.A.	UFMG
Ahrens, C.H	UFSC
Albertini, B.	PUC - MG
Alfaro, S.C.A.	UnB
Almeida, M. T.	EFEI
Almeida, M.S.V.	EFEI
Almeida, N.D.	UFSM
Almeida, S.F.M.	ITA
Almeida, C.A.	PUC - RJ
Altemani, C.A.C.	UNICAMP
Altman, W.	EPUSP
Alves Júnior, C.	UFRN
Alves, B. K	UFES
Alves, M.K.	UFSC
Andrade, F.	UFPE
Andrade, J.A.	Univ. do Porto - Portugal
Antunes Júnior, J.A.V.	UFRGS
Antunes, F.	UFMG
Aranha, J.	USP
Araujo, A.M.	UFPE
Araújo, E.	UFMG
Araújo, M.R.O.R.	ELETROBRÁS
Arcanjo Lenzi	UFSC
Arizza, R.G.	UFU
Arnaldo, A.R.	UFU
Arone, I.D.	CNEN - CDTN
Arroyo, I.K.	UFSC
Arruda, J.R.F.	UNICAMP
Atienza, G.	Serviço Meteorológico Nacional - Argentina
Awruch, A.M.	UFRGS
Azevedo, J.L.F.	ITA
Azevedo, L.F.A.	PUC - RJ
Back, N.	UFSC
Balestieri, J.A. P.	UNESP
Balthazar, J.C.	UnB
Bambace, L.A.W.	INPE
Barbieri, N.	UFPR
Barbosa, E.M. de S.	UFPE
Barbosa, H. C.	LNCC - CNPq

Barbosa, J.R.	ITA
Barbosa, P.F.	UNICAMP
Barbosa, R.	UFMG
Barbosa, R.A.N.M.	UFMG
Barbosa, R.E.	IPT
Barros Filho, J.A.	CNEN - CDTN
Barros, P.N.A.	CNEN - CDTN
Barroso, A.C.O.	CNEN
Barroso, M.A. S.	UFU
Bartoli, F.P.	UnB
Bastos Netto, D.	INPE
Bastos, L.	
Bastos, L. C.	UFSC
Bastos, L.E.G.	UFRJ
Bauzer, E.	UFMG
Bazzo, W.	UFSC
Bello, F. A.	UFPB
Beltran, J. I. L.	UNICAMP
Benzecry, J.H.	
Bernardes, D.F.	EFEI
Bernardini, P.A.N.	UFSC
Berthoud, J.S.	UFES
Bet, L.	UFSC
Bianchi, E.C.	UNESP
Biscaria, Júnior, E.	UFRJ
Bismarck, M.N.	ITA
Bistafa, S.	USP
Bittenc, E.T.	UFU
Bittencourt, E.	UFRGS
Bizarria, F.C.P.	IAE
Blass, A.	UFSC
Bodstein, G.C.R.	UFRJ
Borges, L.A.	UFRJ
Bortolus, M.V.	UFMG
Bortoni, E.C.	EFEI
Bracarense, A.Q.	UFMG
Braga, A.R.	CEFET- MG
Braga, C.V.M.	PUC - RJ
Braga, S.L.	PUC- RJ
Braga, W.	PUC - RJ
Brandão, E.	
Brandão, M.P.	ITA
Brandão, P.R.G.	UFMG

Brasil Júnior, A.C.P.	UnB
Brayner, C.	UFPE
Brazalle, R.R.	UFSC
Bressan, J.D.	UDESC
Brighenti, D.	EFEI
Brito, J.	UFPE
Brito, W.	CDTN
Brum, N.C.L.	UFRJ
Brunstein, I.	USP
Buschinelli, J.A.A.	UFSC
Button, S.T.	UNICAMP
C. A. Clesar	UFSC
Caccioppoli, J.M.R.	
Camargo, C.	CNEN - CODRE
Camargo, L.F.S.	UFMS
Camarotto, J.A.	UFSCar
Campos, A.B.	UFMG
Campos, M.C.	UFPR
Campos, M.F.M.	UFMG
Campos, O. F.	
Campos, T.P.R.	UFMG
Carajilescov, P.	UFF
Caran Júnior, R.	UNICAMP
Cardinali, R.M.	ITA
Carlos, S.	
Carpentieri, E.	CHESF
Carvalho Júnior, J.	INPE
Carvalho, J.C.M.	UFU
Carvalho, R.B.	PUC - RJ
Carvalho, R.R.S.	EFEI
Casarin, S.J.	USP
Castro, J. T. P.	PUC - RJ
Castro, J.E. E.	UFSC
Caulliriaux, H. M.	UFRJ
Cetlin, P.R.	UFMG
Coelho, C.A.D.	EFEI
Coelho, L.S.	UFMG
Coelho, S.V.	CNEN - CDTN
Coelho, T.A.H.	EPUSP
Colle, S.	UFSC
Conci, A.	UFF
Contin, D.	USP - EESC
Coppini, N.L.	UNICAMP

Cordeiro, J.C.	UFSCar
Corrêa, M.S.	PUC - MG
Correia, P.B.	UNICAMP
Cortez, L. A.	UNICAMP
Cortez, M.F.B.	UFMG
Cortizo, P.C.	UFMG
Costa Neto, A.	USP - EESC
Costa Neto, A.	USP - EESC
Costa, F. S.	INPE
Costa, M.L.M.	LNCC - CNPq
Costa, S.C.	EFEI
Costa, H.	UFPE
Cotta, R.	UFRJ
Couto, H. S.	UNESP
Creiasco, M.A.	UNICAMP
Creus, G.	UFRGS
Cruz, C.	UFU
Cruz, G. M.	FAENQUIL
Cruz, M.E.C.	UFRJ
Cunha Neto, P.M.	PUC - RJ
Cunha, J.C.	UFMG
Cupini, N.	UNICAMP
Da Costa, S. C.	EFEI
Da Fonseca, J.F.M.	UFMG
Da Rosa, E.	UFSC
Da Silva, J.B.	UFRN
Da Silveira, T. L.	UFRJ
Dalcol, P.R.T.	PUC - RJ
Damasceno, J.J.	UFU
Dana, S.S.	UFPB
Danni, L.S.	UnB
Dawilson Lucato	FIPAI
De Andrade, R.M.	UFMG
De Araújo, J.C.	UFOP
De Bortoli, M.G.D.	EMBRACO
De Faro, C.	FGV
De Lima, E. C.P.	UFRJ
De Luca, J.C.	UFSC
De Marco Filho, F.	UFRJ
De Mello, J.D.B.	UFU
De Miranda, R.F.	UFU
De Moraes, P.R.	INPA
De Negri, V.J.	UFSC

De Oliveira, J. C.R.	UFMG
De Paula, F.A.	UFMG
De Pieri, E.	UFSC
De Queiroz, A.A.	UFSC
De Souza, H.A.	UFOP
De Souza, R.J.	UFRJ
De Souza, Z.	EFEI
De Vasconcelos, J.A.	UFMG
Dedini, F. G.	UNICAMP
Devloo, P.	UNICAMP
Di Giacomo,	USP - EESC
Dias, A.	UFSC
Diniz, A.E.	UNICAMP
Diniz, F.	UFPE
Donha, D.C.	EPUSP
Dreux, M.	PUC - RJ
Duarte, M. A. S.	UFU
Duarte, M. A.V.	UFU
Duduch, J.G.	USP - EESC
Dutra do Carmo, E.G.	UFRJ
Ebecken, N.F.	UFRJ
Erthal, J.L.	UFSC
Espindola, J.J.	UFSC
Fachini Filho, F.	INPE
Fancello, E.A.	UFSC
Farias, M.G.	UFSC
Feijóo, R.A.	LNCC - CNPq
Felex, J.B.	USP - EESC
Fernandes, E.C.	ITA
Fernandes, O.C.	USP - EESC
Fernandes, R.C.	UFPE
Fernandes, R.Z.D.	UFMG
Fernandez, C.P.	UFSC
Fernandez, E.F.	PUC - RJ
Ferrari, L.	NUCLEN
Ferreira, A.C.	UFSC
Ferreira, A.F.M.	
Ferreira, I.	UNICAMP
Ferreira, J.C.E.	UFSC
Ferreira, J.C.S.	UFSC
Ferreira, L.S.D.	UFRGS
Ferreira, M.A.T.	UFMG
Ferreira, N. A.	EFEI

Ferreira, P.M.G.	PUC - RJ
Ferreira, V.	UFRGS
Ferreira, W.R.	UFMG
Fico Júnior, N. G.C.R.	ITA
Figueiredo, A.	UFRJ
Figueiredo, J.R.	UNICAMP
Finzer, J.R.D.	UFU
Fleury, A.C.C.	USP
Fleury, A.T.	IPT
Flores, L.F.V.	EFEI
Flores, P.T.	ITA
Fonseca, R.A.	ITA
Forcellini, F.A.	UFSC
Fortes, A.	UnB
Fortes, M.	UFMG
Fraidenraich, N.	UFPE
França Filho, M.F.	CEFET- MG
França, F.	UNICAMP
Franco, J.R.Q.	UFMG
Freire, J.L.F.	PUC - RJ
Freire, J.L.F.	PUC - RJ
Freire, J.T.	UFSCar
Freitas, P.H.F.	UNICAMP
Freitas, R.F.S.	UFMG
Frejllich, J.	UNICAMP
Frota, M.N.	INMETRO
Galeão, A.C.	LNCC - CNPq
Gallo, W. L. R.	UNICAMP
Galvão, E.	UFMG
Gandelman, G.	INPE
Ganzarolli, M.M.	UNICAMP
Garcia, P.D.	UFMG
Gasparetto, C.A.	UNICAMP
Genari Júnior, W.	UnB
Gerges, S. N.Y.	UFSC
Gian, S.	IME
Girardi, R.M.	ITA
Godefroid, L.	UFOP
Godoy, C.	UFMG
Godoy, L.	UNC - ARGENTINA
Goes, L.C.S.	ITA
Goés, L.C.S.	ITA
Gomes, A.C. N	UFRJ

Gomes, J.O.	UFSC
Gomes, L.R.	CEFET- MG
Gomes, M.S.P.	PUC - RJ
Gomes, S.C.P.	FURG
Gomide, F.	UNICAMP
Gomide, H. A.	UFU
Gonçalves Filho, E.V.	USP - EESC
Gonçalves Júnior, A.A.	UFSC
Gonçalves, P.B.	PUC - RJ
Gondim, R.R.	UFPB
Groehs, A.G.	UFRGS
Grossi, H.	Serviço Meteorológico Nacional - Argentina
Gubulin, J.C.	UFSCar
Guedes, L.F.M.	PUC - RS
Guedes, R.O.C.	IME
Guenther, R.	UFSC
Guerrera, J.S.P.	UFRJ
Guerrero, J.P.	
Guimarães, A.C.	EFEI
Guimarães, G.	UFU
Guimarães, H.A.	UFMG
Gurgel, M.	UFPB
Guzmann, G.	UFMG
Hackenberg, C.M.	UFRJ
Haddad, J.	EFEI
Hage Junior, E.	UFSCar
Helman, H.	UFMG
Hemerly, E.M.	ITA
Hermeto, A.E.	EFEI
Hirata, M	UFRJ
Hsu, L.	UFRJ
Hurikawa, O.	USP
Iguti, F.	UNICAMP
Indice, R.	USP
Ismail, K.A.R.	UNICAMP
Ivan	EMBRACO
Jabardo, J.M.	USP - EESC
Jardim, J.O.D.	UnB
Jordan, R.	UFSC
Jospin, R. J.	IEN - RJ
Jota, F.G.	UFMG
Kaminski, P.C.	EPUSP
Kato, E.R.R.	USP

Kenyeri, F.	Universidad Simón Bolívar - Venezuela
Kiminami, C.	UFSCar
Kitoko, V.	UnB
Klein, A.N.	UFSC
Kliemann Neto, F.	UFRGS
Kluper, R.	UFPB
Koury, R.N.N.	UFMG
Krenzinger, A.	UFRGS
Kuri, S.	UFSCar
Labegalini, J.A.	EFEI
Lacoa, U.	Universidad Simón Bolívar - Venezuela
Ladeira, L.C. D.	CNEN - CDTN
Lafraia, J. R.	PETROBRÁS - PR
Lage, P.L. C.	UFRJ
Lage, P.	
Lambert, G.	EFEI
Landre Júnior, J.	PUC - MG
Lavall, A.C.C.	UFMG
Lavorato, W.R.A.	CNEN - CDTN
Leal, M.A.	
Ledanois, J.M.	Universidad Simón Bolívar - Venezuela
Leite, R.C.M.	UFC
Lemos, M.J.C.	ITA
Lenzi, A.	UFSC
Leon, Juan	Universidad Simón Bolívar - Venezuela
Lépore Neto, F. P.	UFU
Lesino, G.	INENCO
Levy Neto, F.	IAE
Libanio, R.Jr. J.	ITA
Lima, F.A.	UFMG
Lima, F.R.A.	UFPE
Lima, L. C.	UFU
Link, W.	
Lirani, J.	USP - EESC
Lobo, P.C.	UFPB
Lombardi, G.	USP - EESC
Lopes, C.E.	UFPE
Lorenzo, R.F. D.	CNEN - CDTN
Loula, A. F.D.	LNCC - CNPq
Lourenção, P.T.M.	EMBRAER
Lourenço, C.J.	UFU
Luna, H.P.L.	UFMG
Lunazzi, J.J.	UNICAMP

Luz Silveira, J.	UNESP
Lyra, F.	CHESF
Macedo, A.F.	UFMG
Macedo, M.	EFEI
Machado, A.R.	UFU
Machado, R.D.	UFPR
Maciel Filho, R.	UNICAMP
Maciel, H. S.	ITA
Madeira, A.A.	CNEN - CODRE
Maiorino, J.R.	CNEN - IPEN
Maliska, C.R.	UFSC
Mamiya, E.N.	UnB
Maneschy, C.E.	UFPA
Mansur, T.	CNEN - CDTN
Manuel,	UFRJ
Manzanares Filho, N.	EFEI
Marchi, C.H.	UFPR
Marczak, R. J.	UFRGS
Marotta, A.	UNICAMP
Martha, L.F.	PUC - RJ
Martin, C.A.	UFSC
Martin, M.A.	UNESP
Martinez, M.L.B.	EFEI
Martins, A.L.	PETROBRAS
Martins, G. de Paiva	CNEN - CDTN
Martins, L.C.	UFRJ
Massarani, J.	UFRJ
Matos, H.S.C.	UFF
Mattar Neto, M.	IPEN
Mattos, H.S.C.	UFF
Maunsel, M.	USP - EESC
Mayer, O.E.	Univ. de Buenos Aires
Medeiros, E.B.	UFMG
Mello, C.	UFRGS
Mello, J.C.	CNEN - CDTN
Mello, J.D.B.M.	UFU
Melo, C.	UFSC
Melo, C.A.	UFU
Mendes, P.R.S.	PUC - RJ
Menon, G.J.	EFEI
Mesomo, R.	PETROBRAS
Mesquita, A.L. A.	UFPA
Mesquita, N.G.M.	UFPE

Mesquita, R.	UFMG
Miagi, P.	EPUSP
Mikhailov, M.	UFRJ
Milanez, L. F.	UNICAMP
Miranda, A.B.	UFMG
Miranda, R. F.	UFU
Miranda, R.J.P.C.	EFEI
Modenesi, P.	UFMG
Moller, S.V.	UFRGS
Monard, M.C.	EPUSP
Monteiro, P.M.B.	UFOP
Moreira, J.R.S.	USP
Moreira, N.P.	UFSC
Moreira, R.M.	CDTN
Mori, D.	USP - EESC
Morooka, C.K.	UNICAMP
Moura Neto, C.	ITA
Moura, E.	UFPE
Mucheroni, M.F.	USP - EESC
Muramatsu, M.	USP
Naccache, M.F.	PUC - RJ
Nanni, H.	Instit. Mauá de Tecn.
Nascimento, M.A.R.	EFEI
Nasr, M.N.B.	ITA
Navarro, M.A.	CNEN - CDTN
Nazareno, J.	
Nebra, S.A.	UNICAMP
Negrão, E.M.	UFRJ
Negri, V.J.	UFSC
Negrisoli, M.E.M.	EFEI
Neto, M.F.	UFSC
Neves, F.J.R.	UnB
Neves, J.T.R.	UFMG
Nicolazi, L.C.	UFSC
Nieckele, A.O.C.	PUC - RJ
Nóbrega, E.G.O.	UNICAMP
Noda, T.	EFEI
Nogueira, L.A.H.	EFEI
Nogueira, R.E.F.Q.	UFC
Normand, J.E.	UFMG
Novaski, O.	UNICAMP
Ogliari, A.	UFSC
Oliveira Jr., S.	EPUSP

Oliveira, J.F.G.	USP - EESC
Oliveira, M.A.L.	UFES
Orlande, H.R.B.	UFRJ
Orlando, A.F.	PUC - RJ
Ortega, M.A.	ITA
Pacheco, M.A.	UFMG
Pallerosi, C.A.	UNICAMP
Palma, E.S.	UFMG
Palmieri, E.T.	CNEN - CDTN
Pamplona, D.	PUC - RJ
Parise, J.A.R.	PUC - RJ
Paschoal, J.O.A.	IPEN
Pascon, L.F.	UNESP
Paula, E.	UFES
Pavanello, R.	UNICAMP
Pena, R.T.	UFMG
Pereira, J. T. V.	UNICAMP
Pereira, L.T.V.	UFSC
Pereira, M.M.	UFMG
Pereira, M.T.	IPT
Pereira, R.G.	UFF
Peres, R.M.	UFSC
Perez, M.M.	UFU
Perrela Balestieri, J. A.	UNESP
Pertence, A.E.M.	UFMG
Pesce, C.P.	EPUSP
Pezzi, S.	UFSC
Pimenta, A.P.	ITA
Pinheiro, P. C .C.	UFMG
Pinotti Júnior, M.	USP - EESC
Pinto, J.C.	UFRJ
Pinto, R.L.U.F.	UFMG
Pires C. Júnior, P.	
Pires, L.F.G.	IPEN
Pitanga, R.	UFU
Ponte, M.J. S.	UFPR
Porto, A.J.V.	USP - EESC
Prata, A.T.	UFSC
Purquerio, B.M.	USP - EESC
Quadros, Ney	UFPE
Queiroz, A.A.	UFSC
Queiroz, E. M.	UFRJ
Queiroz, G.	UFMG

Queiróz, H.C.	UFU
Quites, A.M.	UFSC
Rade, D.A.	UFU
Rade, R.S.	UFU
Ramos, M.D.	EFEI
Ramos, R.	UFES
Raslan, A.A.	UFU
Reis, J.E.T.	UFU
Reis, N.C.	UFES
Resende, P.	UFMG
Rezende, H.C.	CNEN - CDTN
Rezende, R.A.	ITA
Ribeiro, C.R.	UFU
Ribeiro, G.O.	UFMG
Ribeiro, J.F.	UFU
Ribeiro, L.M.V.	CDTN
Ribeiro, M.M.	EFEI
Riera, J.O.	UFRGS
Rillo, M.	EPUSP
Rios Neto, A.	INPE
Rios, J.R.T.	UFOP
Rocha, A.S.	E. T. Do Ceará
Rocha, J.M.G.	PUC - MG
Rocha, N.R.	UFMG
Rochinha, F.A.	UFRJ
Rodrigues Filho, F.	UNICAMP
Rodrigues, J.A.	UFSCar
Rodrigues, J.C.G.	EFEI
Roma, W.N.L.	USP - EESC
Romano, V.F.	UFRJ
Rosa, C. A.	UFU
Rosa, E.S.	UNICAMP
Rozenfeld, H.	USP - EESC
Ruffino, R. T.	USP - EESC
Saboya, F.E.M.	UFF
Sacomano, B.	USP - EESC
Saldanha, R.R.	UFMG
Sales, W.S.	UFU
Sampaio, R.	PUC - RJ
Sanguinetti, R.	UFPE
Sanrori, D.M.	UFSCar
Santana, C. C.	UNICAMP
Santos, A.H.M.	EFEI

Santos, D.B.	UFMG
Santos, J.M.	UFES
Santos, Jr. A. A.	UNICAMP
Santos, S.A.F.	PUC - MG
Santos.I.F.	UNICAMP
Saravia, L.	INENCO
Sarzeto, C.A.P	IME
Schaefer, L.	UFRGS
Schmidt, M.J.P.	ITA
Schneider, C.A.	UFSC
Schramm, D.S.	UFSM
Scieszko, J.L.	UFRJ
Scofano Neto, F.	IME
Scotti, A.	UFU
Sdnei	EFEI
Seabra, L.	UFPA
Segenreich, S.A.	PUC - RJ
Seibel, H.	EMBRACO
Seixas, P.F.	UFMG
Selvatici, E.	NUCLEN
Sen, T.K.	EFEI
Senna, J.G.	ITA
Sielawa, J. T.	INPE
Silva, A.D.	UFU
Silva, A.F.C.	UFSC
Silva, C.	UFRGS
Silva, E.	EFEI
Silva, J.C.	UFSC
Silva, J.H.E.	
Silva, L.B.	EFEI
Silva, M. S.	IME
Silva, M.B.	UFU
Silva, R.J.	EFEI
Silva, S.R.	UFMG
Silva, V.F.	USP
Silvares, O.M.	EPUSP - EESC
Silveira Neto, A.	UFU
Silveira, A.N.	UFU
Silveira, R.A.M.	UFOP
Sinay, L. R.	INPE
Siqueira, M.L.	UnB
Slama, J.	UFRJ
Smith Neto, P.	UFU

Snoeijer, B.	UFSC
Soares, J.F.	UFMG
Soares, W.A.	CNEN - CDTN
Soliano, O.	CEPEL
Sotelo Júnior, J.	EPUSP
Souza, A.L.	CNEN
Souza, A.S.	UFMG
Souza, F.D. A.	IPT
Souza, H.A.	UFOP
Souza, L.F.	PUC - MG
Souza, P.N.	INPE
Souza, R.	UFMG
Souza, Z.	EFEI
Soviero, P.A.O.	ITA
Speranza Neto, M.	Inst. Militar de Engenharia
Spinelli, D.	USP - EESC
Stampa, C.S.	PUC - RJ
Stempniak, R.A.	ITA
Stoeterau, R.L.	UFSC
Stroacker, T.R.	UFRGS
Sttefen Júnior, V.	UFU
Takarashi, R.H.	UFMG
Tamagna, A.	UFRGS
Tambourgi, E.B.	UNICAMP
Tanscheit, R.	UFMA
Taroco, E.O.	LNCC - CNPq
Tavares, H.	UNICAMP
Tavares, M. R.	USP
Teixeira, E.P.	UFU
Telles, J.C.F.	UFRJ
Tenenbaum, R.A.	UFRJ
Teodoro, E. B.	UFU
Terra, L.D.B.	CEFET- MG
Thompson, C. A.	PUC - RJ
Tiago Filho., G. L.	EFEI
Tiba, C.	UFPE
Tófani, P.C.	CNEN - CDTN
Toledo, E.	LNCC - CNPq
Trabasso, L.G.	ITA
Travelho, J. S.	INPE
Tribess, A.	USP
Trielli, M.A.	IPT
Trindade Jr., O.	USP

Truong Dinh-tien, J.M.	UERJ
Urtiga, S.L.F.	UFPE
Utsch, R.	UFMG
Valença, G.P.	UNICAMP
Valle A. Júnior, J.A.	UFRGS
Valle, R.M.	UFMG
Vallejos, R.V.	Univ. Caxias do Sul
Varella, S.	EFEI
Vargas, A.S.	PUC - RJ
Vargas, J.V.	IPEN
Vasconcelos, W.L.	UFMG
Vecci, M.A.M.	UFMG
Velasquez Alegre, J.A.	CEFET- PR
Veloso, M.A.	CNEN - CDTN
Venturini, W.S.	USP - EESC
Viana, A.N.C.	EFEI
Vieira, M.C.B.	PUC - RS
Voorwald, H.J.C.	UNESP
Waki, P. S.	EFEI
Walter, A. C. S.	UNICAMP
Weber, H.I.	UNICAMP
Weingartner, W.L.	UFSC
Wozniak, M.	Univ. Tecnológica de Lodz
Xavier, G. G.	UFMG
Yanagihara, J.Y.	USP
Yoneyama, T.	ITA
Zampieri, D.E.	UNICAMP
Zanardi, M.	UNESP
Zanini, J.C.	UFSC
Zaparoli, E.L.	ITA
Zapata, W.C.	
Zarea, S.	Universidad Simón Bolívar - Venezuela
Zindeluk, M.	UFRJ
Ziviani, M.	UFMG
Zouain, N.	UFRJ