

## UTILIZAÇÃO DE REDES NEURAIS ARTIFICIAIS NA IDENTIFICAÇÃO E CONTROLE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

**José Antônio Tumialán Borja**

Universidad de La Salle – Bogotá – Colombia  
tumialan@hotmail.com

**Oscar Saul Hernandez Mendonza**

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia  
oscarhm@mecanica.ufu.br

**Enio Pedone Bandarra Filho**

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia  
bandarra@mecanica.ufu.br

**Resumo.** Os sistemas de refrigeração tornam-se a cada dia mais imprescindíveis para a vida moderna, à medida que as necessidades de conforto humano e conservação de produtos ganham maior destaque no mundo contemporâneo. O controle convencional destes sistemas é uma das principais causas da perda de eficiência energética, de forma que, diversas alternativas têm sido propostas para a sua substituição. Dentre as alternativas mais promissoras, encontram-se os sistemas de refrigeração com compressor de velocidade variável e válvula de expansão eletrônica. Este trabalho procura investigar algumas vantagens do uso dos sistemas a velocidade variável, mantendo o grau de superaquecimento constante, sob o ponto de vista de operação na faixa recomendada pelo fabricante, que é considerada a mais eficiente, utilizando um modelo dinâmico inteligente e controle inteligente. Utiliza-se um modelo “Black-box” (Redes Neurais Artificiais) com arquitetura de uma rede em atraso. A rede utilizada é um perceptron multi-camadas (MLP) com o algoritmo de “back-propagation” com a função de ativação sigmóide. A rede é treinada utilizando dados experimentais coletados de um protótipo do sistema de refrigeração confeccionado especialmente para este propósito. Os ensaios foram realizados alterando a velocidade do compressor em grau e rampa. O modelo de controle apresentou resultados satisfatórios.

*Palavras chave:* Refrigeração, Redes Neurais, Velocidade Variável, Compressor.

### 1. Introdução

Os sistemas convencionais de refrigeração e ar condicionado são projetados para atender a carga nominal (máxima). Dada a ampla variação nas condições de carga, esses sistemas operam a maior parte do tempo com carga parcial. A operação com carga parcial é caracterizada por um controle do compressor do tipo liga/desliga ou proporcional. Teoricamente o mais eficiente método de gerenciamento de ciclos de compressão a vapor consiste na combinação do controle do grau de superaquecimento do refrigerante a partir da válvula de expansão com o controle da velocidade do compressor. Este método apresenta inúmeras vantagens em relação a outros utilizados (controle liga/desliga, desvio de gás quente, controle da temperatura do evaporador, uso de vários compressores, entre outros).

O controle de velocidade variável do compressor tem sido utilizado para reduzir a vazão do refrigerante no compressor em resposta às condições de refrigeração com carga parcial, diminuindo o consumo de energia quando comparado com o mesmo compressor com velocidade fixa. Comparações teóricas de vários métodos de controle da capacidade frigorífica, sob condições de carga total e parcial, têm mostrado que o controle da velocidade do compressor é o mais eficiente. Lenarduzzi e Yap (1998) estimaram que a economia de energia possa chegar a 41%, utilizando um controlador de velocidade variável, quando comparado com resultados obtidos num mesmo chiller, operando com velocidade fixa.

Apesar das novas tecnologias existentes, os fundamentos da operação básica dos ciclos de compressão a vapor são rudimentares; em ar condicionado geralmente o ajuste da temperatura do ar nas salas é feito controlando o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador do sistema de refrigeração, através da válvula de expansão termostática. A procura por técnicas, para o controle de sistemas de refrigeração e ar condicionado, que buscam obter melhores rendimentos térmicos e mecânicos tem crescido nos dias atuais, visando uma efetiva integração de sistemas de refrigeração e ar condicionado com a micro-eletrônica e computadores, o que fornece uma ampla e continua possibilidade de novas soluções. Um sistema HVAC (aquecimento, ventilação e ar condicionado) pode ser otimizado tanto no estágio do projeto como durante a operação. Um sistema não trabalhará eficientemente se o controle não é o adequado ainda que tenha sido projetado corretamente.

Os incrementos de custos da eletricidade e a contínua ênfase na conservação da energia estão direcionando os trabalhos de pesquisa para o desenvolvimento de novas tecnologias que sejam economicamente viáveis em novos sistemas de HVAC. Procura-se, então, aprimorar o desempenho dos sistemas de refrigeração de compressão a vapor, reduzindo o consumo de energia dos diferentes componentes tais como: ventiladores do evaporador, compressores,

ventiladores do condensador e bombas ou equipamentos de descongelamento do evaporador. Esta redução no consumo de energia pode ser obtida através de mudanças nos equipamentos, assim como nos procedimentos de controle e gerenciamento do sistema.

Operando tais equipamentos próximos de seu limite de eficiência termodinâmica pode-se diminuir o consumo de energia. Porém, maximizando individualmente a eficiência dos componentes não necessariamente garantirá um consumo global mínimo para todo o grupo de componentes de um determinado sistema. Outra opção para minimizar o consumo de energia está no controle supervisionado dos componentes do sistema.

Este trabalho apresenta a construção, instrumentação, controle e avaliação de uma bancada de testes de um sistema de refrigeração; integrando os princípios de projeto térmico, projeto eletrônico, programação de computadores e técnicas de controle que levam a aumentar a eficiência do sistema diminuindo tempos de aquisição, comunicação e armazenagem de informações das variáveis e grandezas físicas, permitindo manter apropriadamente as condições normais de operação do sistema em função das principais variáveis do processo.

## 2. BANCADA EXPERIMENTAL

### 2.1 Descrição da bancada experimental

A bancada experimental utilizada neste trabalho é composta por dois circuitos: um principal de refrigerante e um secundário de água, sendo este responsável pelo resfriamento do refrigerante do circuito principal.

O diagrama do circuito principal é mostrado na Fig.1. A circulação do fluido refrigerante é gerada por um compressor hermético de velocidade variável e potência de aproximadamente 300W. A montante do compressor tem-se um trocador de calor de tubos concêntricos, denominado de evaporador, o refrigerante escoo no interior do tubo central e a água no espaço anular do tubo externo.

Um condensador, também confeccionado com tubos concêntricos, foi instalado após o compressor, com o objetivo de rejeitar o calor gerado no processo de compressão. Os dois trocadores de calor foram isolados termicamente por uma camada de 20 mm de espuma elastomérica, impedindo a perda de calor para o ambiente.

O sistema conta, ainda, com uma válvula de expansão eletrônica, acionada por motor de passo com acionamento mecânico (came), sendo totalmente instrumentado com sensores de temperatura tipo PT-100 e sensores de pressão manométrica piezo-resistivos.

Para adquirir dados experimentais de operação inicial da bancada, foi instalado um medidor de vazão, tipo "venturi", devidamente calibrado para a faixa de operação dos ensaios.

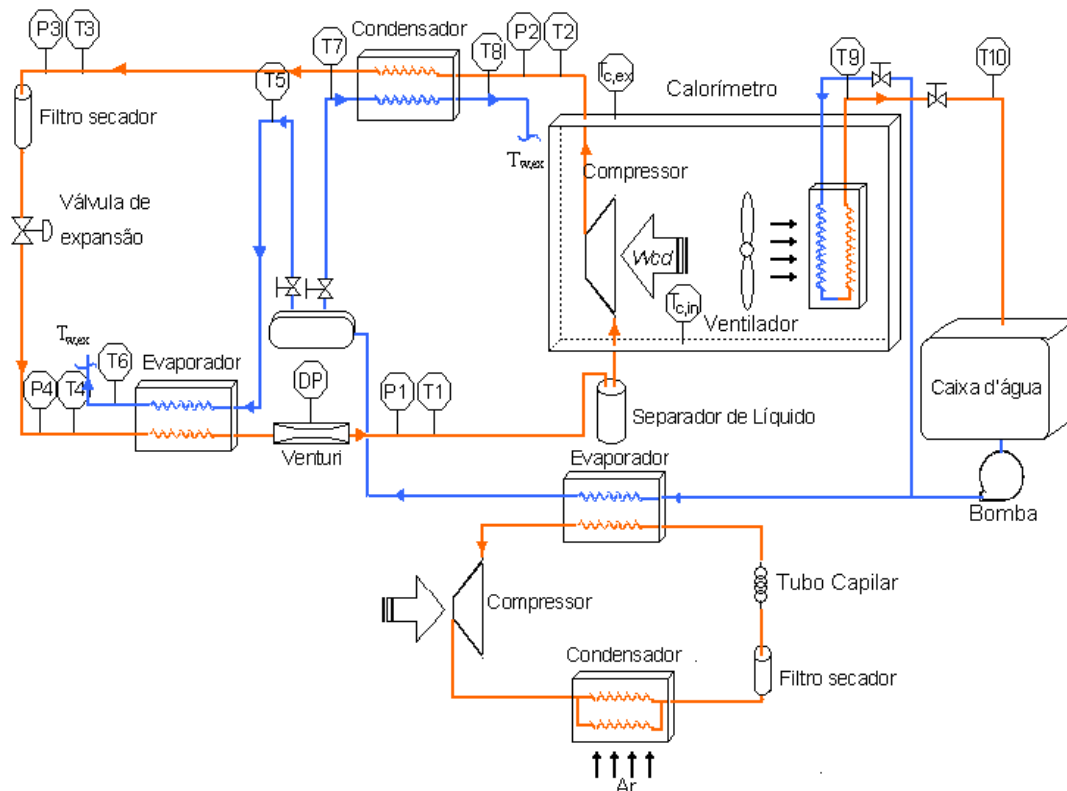


Figura.1 - Representação esquemática da bancada da bancada experimental.

### 3. ANÁLISE DO PROTÓTIPO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

Após a montagem e instrumentação do sistema protótipo de refrigeração passou-se a fase de operação do sistema. Devido à complexidade do sistema de refrigeração, diversos ensaios de conhecimento do comportamento das variáveis e suas interações tiveram que ser realizados. Tais ensaios fazem parte da metodologia de familiarização com o sistema, que foi de fundamental importância no desenvolvimento dos controladores.

Com o objetivo de obter um conhecimento do comportamento dinâmico das variáveis dependentes, o sistema de refrigeração foi submetido a diferentes perturbações individuais e múltiplas, a partir de condições em regime permanente, a fim de analisar as tendências e atenuações dos parâmetros do sistema.

#### 3.1 - Determinação das condições iniciais dos ensaios

Os ensaios partiram de uma condição inicial dentro da faixa de operação recomendada pelo fabricante, com o sistema em regime permanente, esta condição inicial é a referencia para implementar perturbações nas variáveis manipuláveis do sistema.

A abertura da válvula de expansão e a frequência de rotação do compressor foram pré-estabelecidas como as variáveis manipuláveis do sistema de refrigeração. A realização dos ensaios consistiu em partir de uma condição inicial, perturbar o sistema e monitorar até atingir um novo estado permanente.

Sabe-se que o sistema de refrigeração opera segundo um ciclo fechado, com estados termodinâmicos do refrigerante primário em cada estado do circuito dependentes entre si, com influencia das condições externas, intrinsecamente, as variáveis se adequarão a uma condição induzida, devido ao controle exercido pela válvula de expansão sobre o grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador.

#### 3.2 - Perturbações individuais com diversas amplitudes

É usual em ensaios de sintonia de controladores convencionais, apenas a investigação da reação do processo frente à perturbação com uma única amplitude e sentido, considerando-se que perturbações diversas promoverão reações proporcionais às obtidas nos ensaios. Esta consideração é equivocada em sistemas não lineares.

Foram definidos dois níveis de perturbação positiva e dois níveis de perturbação negativa, para cada variável manipulada. As condições iniciais dos ensaios e os níveis de perturbações individuais são apresentados na tabela 1. As condições iniciais foram escolhidas como condições padrão para implementar as perturbações, devido à faixa de variação mais conveniente das variáveis manipuladas.

Tabela. 1 - Condições iniciais e níveis de perturbações individuais, com diversas amplitudes.

Condições Iniciais							
Controle da válvula de expansão- CVE (%)				Frequência de rotação do compressor - FRC (Hz)			
50 %				105			
Variação das perturbações							
$\Delta$ CVE				$\Delta$ FRC			
-20 %	-10 %	10%	20%	-45	-22	22	45

#### 3.2.1 Resultados obtidos durante os ensaios.

As condições iniciais mostradas na tabela 1 foram alcançadas em regime permanente e foram utilizadas como ponto de partida em todos os ensaios de perturbações nas variáveis manipuladas. Algumas variações nos valores foram identificadas devido a alterações ambientais e de natureza inerente ao processo de resfriamento.

A seguir são apresentados resultados de dois ensaios realizados no sistema:

##### 1° Caso: Mudança na válvula de expansão.

Nas Figuras 2a e 2b observa-se às mudanças nas temperaturas de evaporação ( $T_{ev}$ ), condensação ( $T_{cd}$ ), grau de superaquecimento ( $t_{sp}$ ) e sub-resfriamento ( $t_{sb}$ ), o consumo de potência(W) e fluxo de calor dos trocadores ( $Q_{ev}, Q_{cd}$ ). O ensaio consistiu em abrir/fechar/abrir, a válvula de expansão deixando o sistema entrar em regime (permanente), tendo como referência a temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ), a figura 2a, mostra dois casos o primeiro demorou 260s para entrar em regime, no segundo caso, 90 [s].

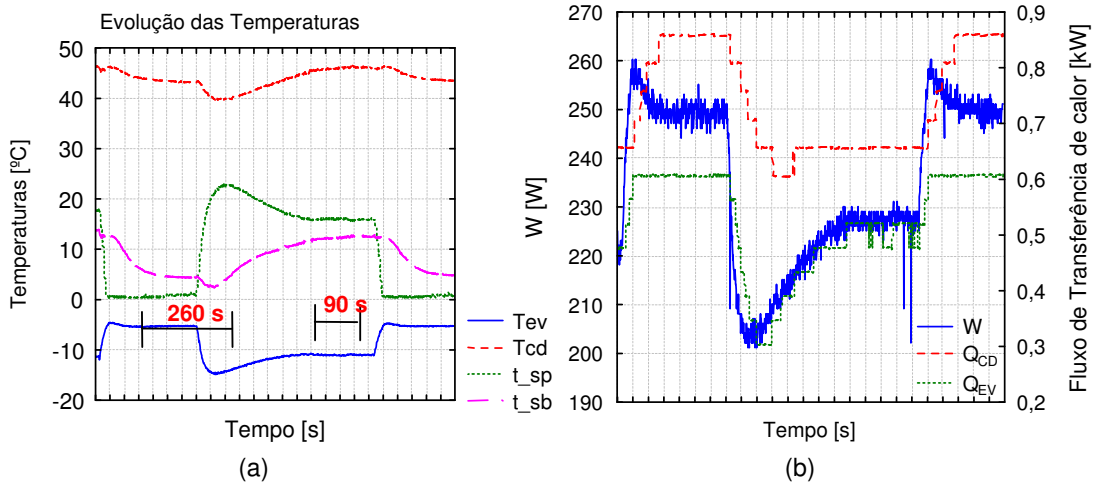


Figura 2 - Mudanças na válvula de expansão. Abre/Fecha/Abre.

Na Figura 3a observa-se a variação do COP e na Figura 3b a variação de consumo de potência do compressor, ambas em relação à  $T_{EV}$  e à  $\dot{m}_{ref}$ .

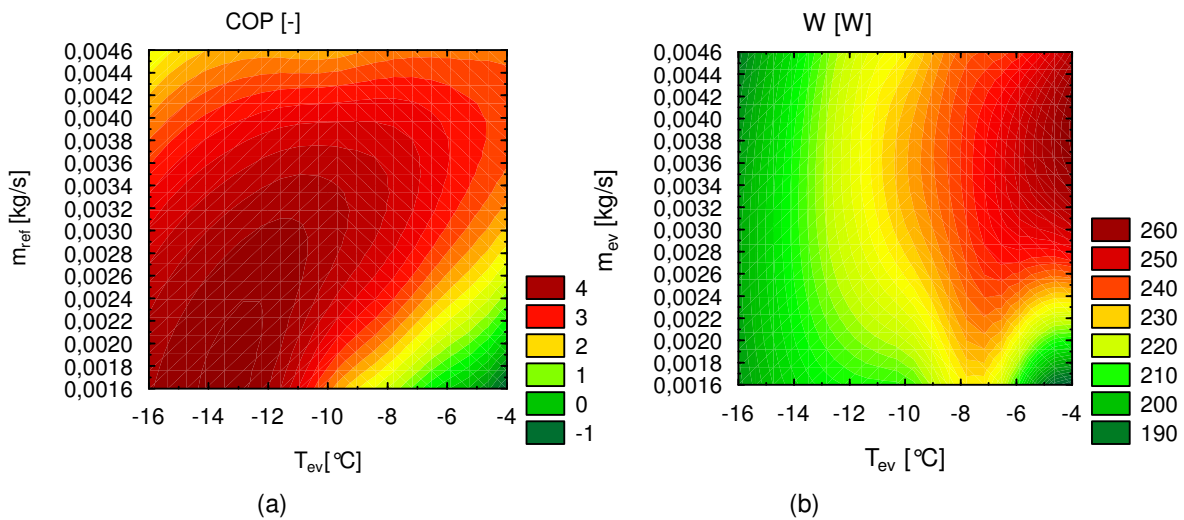


Figura 3 - Variação do COP e  $W$  em relação  $T_{EV}$  e  $\dot{m}_{ref}$ .

2° Caso: Mudança na velocidade de rotação do compressor.

A Figura 4a apresenta os resultados obtidos durante os testes realizados na mudança da velocidade de rotação do compressor de 4200 a 3150 [rpm]. É interessante observar as variações das temperaturas ( $T_{ev}$ ,  $T_{cd}$ ,  $t_{sp}$ ,  $t_{sb}$ ) durante a troca da rotação.

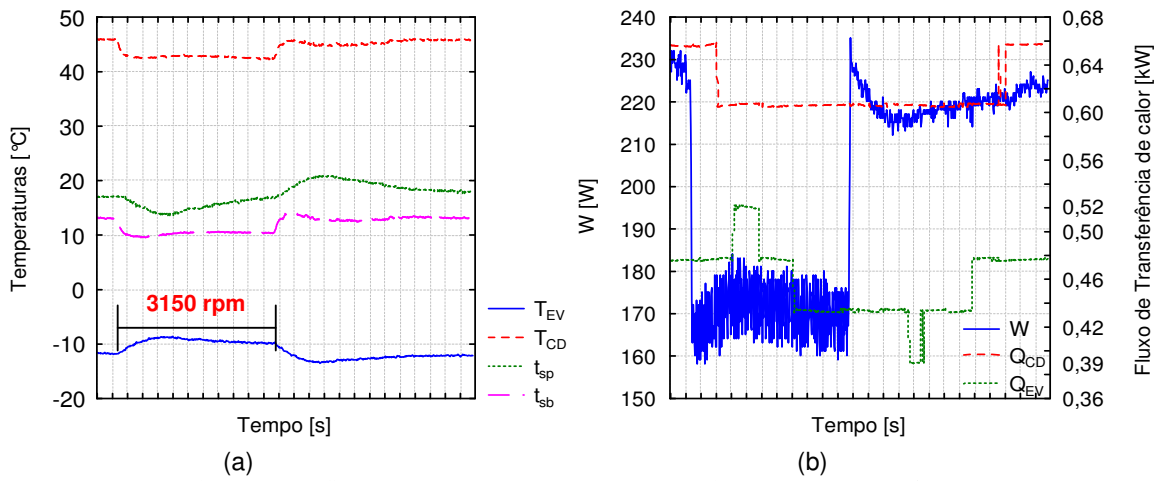


Figura 4 - Perfil das temperaturas durante mudança de rotação (4200-3150 [rpm]).

Na Figura 4b observa-se a queda da potência consumida pelo compressor de 230  $\rightarrow$  170 [W], sua instabilidade quando a rotação é reduzida o que conseqüentemente afeta o fluxo de transferência de calor nos trocadores de calor.

Na Figura 5.b observa-se a variação do COP e da potência consumida pelo compressor, ambas em relação à  $T_{EV}$  e à  $\dot{m}_{ref}$ , onde é possível perceber a instabilidade na potência do compressor com baixas velocidades do compressor.

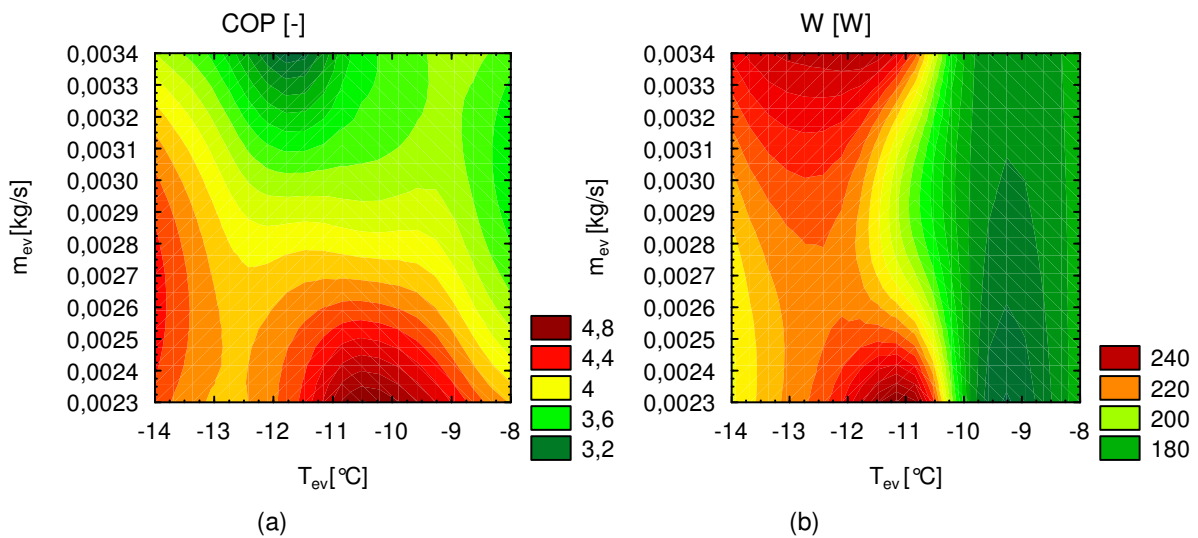


Figura 5 - Variação do COP e W em relação  $T_{EV}$  e  $\dot{m}_{ref}$  (4200-3150 [rpm]).

A figura 6a mostra os resultados obtidos mudando a velocidade do compressor de 4200 a 1800 [rpm], sobre as temperaturas  $T_{ev}$ ,  $T_{cd}$ ,  $t_{sp}$ ,  $t_{sb}$ .

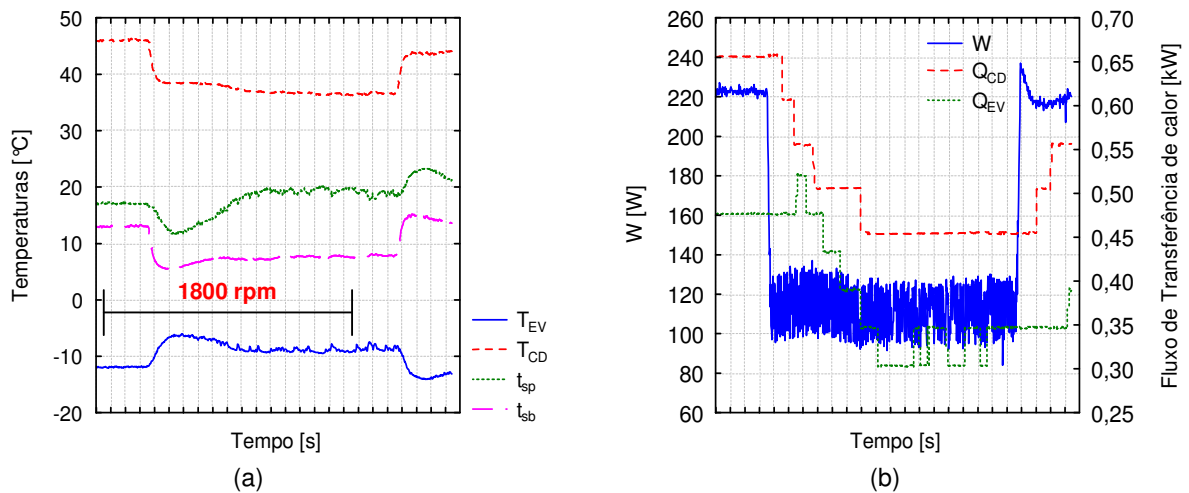


Figura 6- Perfil das temperaturas durante mudança de rotação (4200-1800 [rpm]).

Na Figura 6b observa-se que, na rotação mínima do compressor, o consumo de potência não é estável, oscilando entre 130 - 100 [W].

As figuras 7a e 7b mostram a variação do COP e da potencia W, em função da  $T_{EV}$  e do fluxo de massa de refrigerante  $\dot{m}_{ref}$ , durante a mudança de velocidade de rotação do compressor de 4200 a 1800 rpm

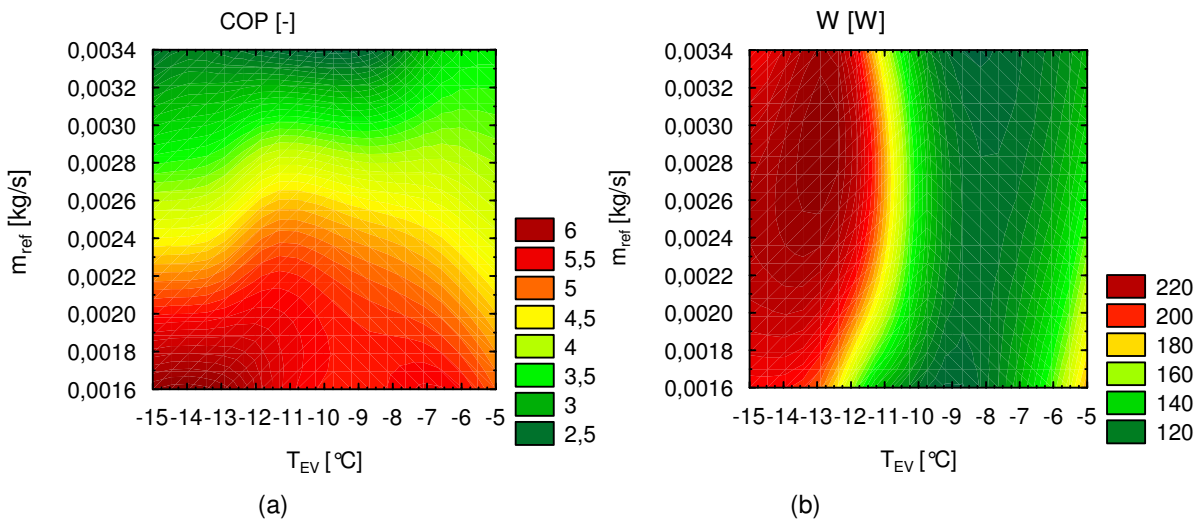


Figura 7 - Variação do COP e W em relação  $T_{EV}$  e  $\dot{m}_{ref}$  (4200-1800 [rpm]).

### 3.3 Comportamento dinâmico das variáveis sob perturbações simultâneas

O estudo das interações das variáveis manipuladas nas variáveis de processo é de fundamental importância para a implementação do controle multivariável. Tendo em vista a não linearidade constatada anteriormente, a aplicação de controladores convencionais pode ser ineficiente, sugerindo a viabilidade da utilização de controladores avançados nestes tipos de processos.

Uma metodologia de planejamento experimental foi aplicada, objetivando o conhecimento da dinâmica das interações das variáveis de processo do sistema de refrigeração, quando submetidas a perturbações das variáveis manipuladas. O conhecimento deste comportamento permitirá a construção da base de conhecimento das malhas de controle.

#### 3.3.1. Metodologia de planejamento experimental.

A metodologia de planejamento fatorial permite a obtenção de correlações multivariáveis e o estudo dos efeitos e das interações das variáveis, a partir de ensaios com valores adequadamente estabelecidos (níveis), possibilitando uma análise estatística dos resultados obtidos (resposta).

Inicialmente, foi desenvolvido um planejamento fatorial de dois níveis, sendo as variáveis de estudo definidas em um valor máximo (+1) e em um valor mínimo (-1), denominados, níveis. Os níveis estão correlacionados com um nível central de referência (nível 0). Esta investigação inicial é de grande utilidade para o estudo dos efeitos das variáveis na variável resposta.

Esse planejamento pode ser então ampliado para um planejamento fatorial completo, através da adição de níveis axiais (+ $\alpha$  e - $\alpha$ ), podendo, assim, estabelecer relações matemáticas entre as respostas e os fatores. Estas relações podem ser polinomiais lineares ou quadráticas.

A quantidade de ensaios do planejamento é definida pela expressão  $2^n$ , onde o valor de “n” representa a quantidade de variáveis (fatores) estudadas. Na realização do planejamento fatorial completo, o valor do nível “a” é definido pela expressão  $\sqrt[4]{2^n}$ , sendo adicionado ao planejamento um número de ensaios definido pela expressão  $2^n$ .

É importante ressaltar que o objetivo da metodologia adotada, foi a obtenção do conhecimento das interações entre as perturbações nas variáveis manipuladas, visando alcançar um tipo de resposta específica (positiva ou negativa) das variáveis do processo. Na Tabela 2 são apresentados os fatores e níveis adotados no planejamento experimental

Tabela 2. Fatores e níveis adotados.

Fatores									
Controle da Válvula de expansão (%)					Frequência de rotação do compressor (Hz)				
- $\alpha$	-1	0	+1	+ $\alpha$	- $\alpha$	-1	0	+1	+ $\alpha$
Variação das perturbações									
$\Delta$ CVE					$\Delta$ FRC				
-20 %	-10 %	10%	20%		-45	- 22	22	45	

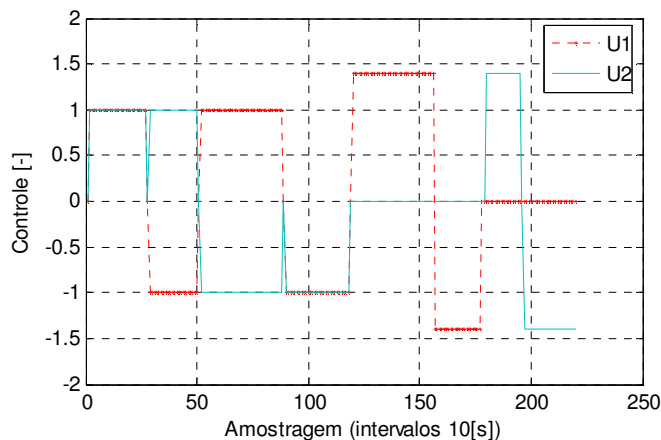


Figura 8 - Perturbações aplicadas nas variáveis manipuláveis de controle para treinamento

As Equações (1) e (2) são de codificação das variáveis de controle.

$$Val = 128.U_1 \tag{1}$$

Tabela 4.1. Níveis superiores e inferiores das variáveis de controle.

Variável	Nível inferior	Valor	Nível superior	Valor
Val [passos do motor passo]- $U_1$	-1.4	-179	1.4	179
rpm- $U_2$	-1.4	1600	1.4	4500

Na Figura 9, pode-se observar a mudança da diferença de temperatura da água no evaporador ( $\Delta T_{we} = T_{we} - T_{ws}$ ) em função da manipulação da velocidade de rotação do compressor  $\Delta$ FRC e da válvula de expansão  $\Delta$ CVE.

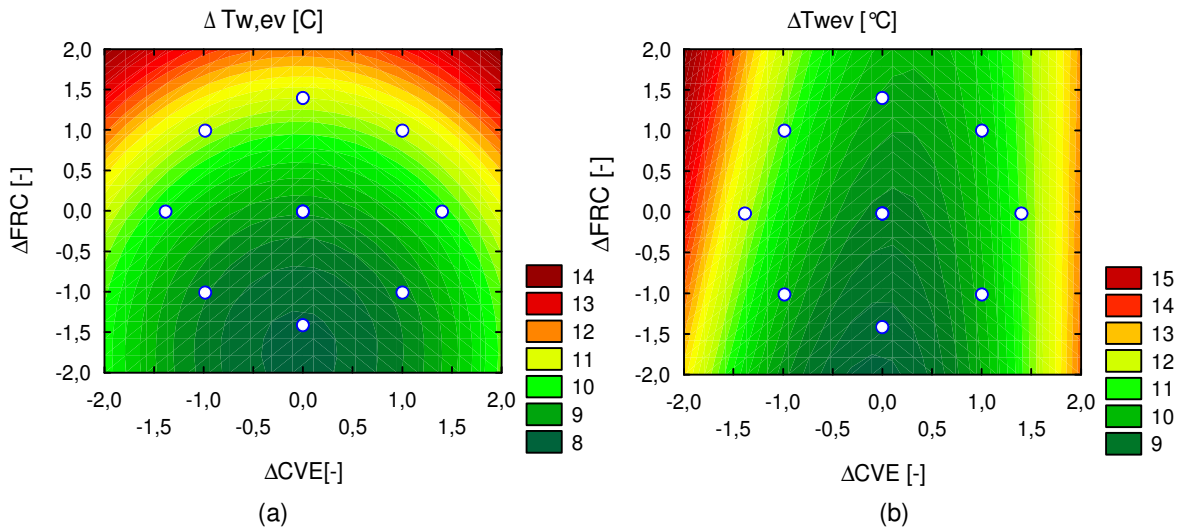


Figura 9 - Variação do  $\Delta T_{we}$  em relação  $\Delta FRC$  e  $\Delta CVE$ .

Foram realizados vários ensaios para poder caracterizar o comportamento das variáveis mais sensíveis. Devido à complexidade do sistema de refrigeração, foi observado que na maioria dos casos as variáveis não apresentam resultados similares, dependendo do ponto inicial do ensaio, como mostram as figuras 9 (a) e 9 (b), por isso é necessário realizar vários ensaios para obter uma grande base de dados do sistema, que vai ser aproveitada no treinamento da rede neural.

Na Figura 10 observa-se a variação do COP do sistema da ordem de 3 a 6, sendo as iso-linhas estabelecidas em relação a  $\Delta FRC$  e  $\Delta CVE$ .

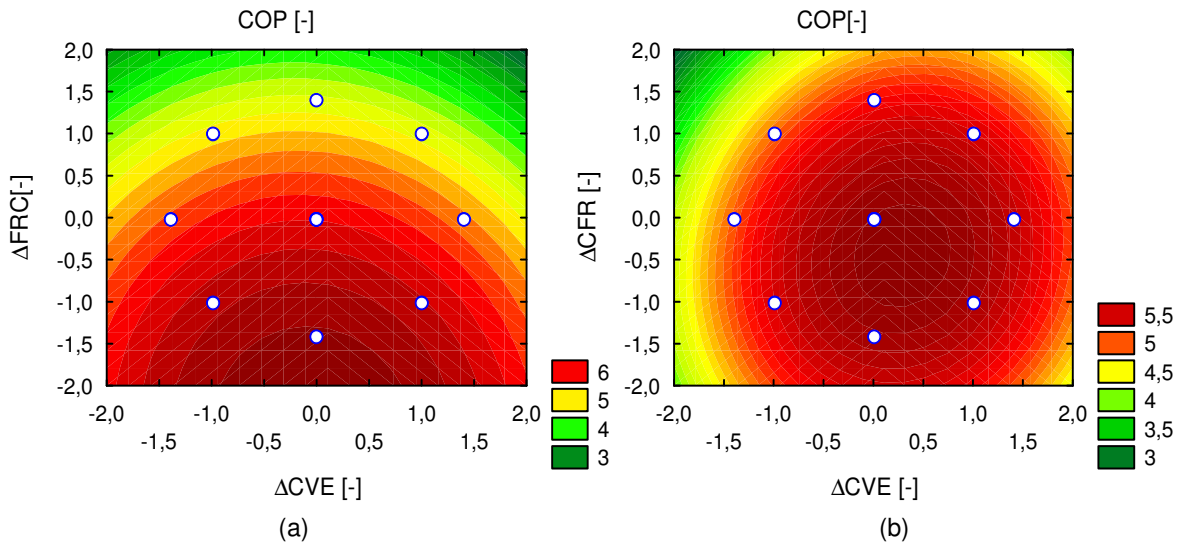


Figura 10 - Variação do COP em relação  $\Delta FRC$  e  $\Delta CVE$ .

Pode-se observar que nas Fig. 10 (a) e (b) as iso-linhas não apresentam comportamentos similares no cálculo do COP, em relação  $\Delta FRC$  e  $\Delta CVE$ , fato que deve ser considerado na implementação do controlador neural.

#### 4. IMPLEMENTAÇÃO DO CONTROLE NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

O controle implementado é um sistema MISO (múltiplas entradas e uma saída), para ser mais preciso, tem-se duas variáveis de entrada (variáveis manipuladas): Válvula de expansão ( $U_1$ ) e velocidade de rotação do compressor ( $U_2$ ).

O diagrama de blocos da figura 11 apresenta, de forma simplificada, o sistema de controle preditivo, utilizado neste trabalho.



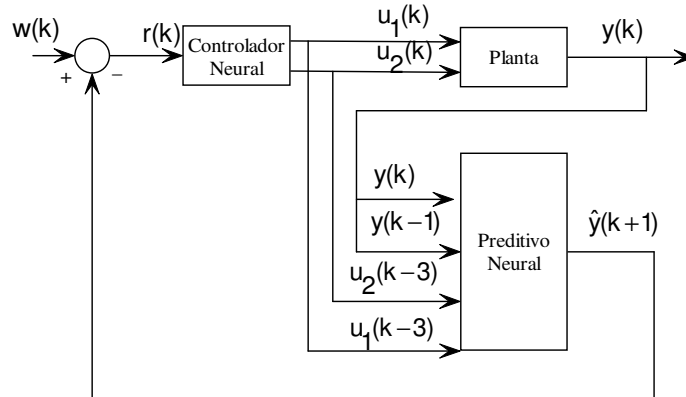


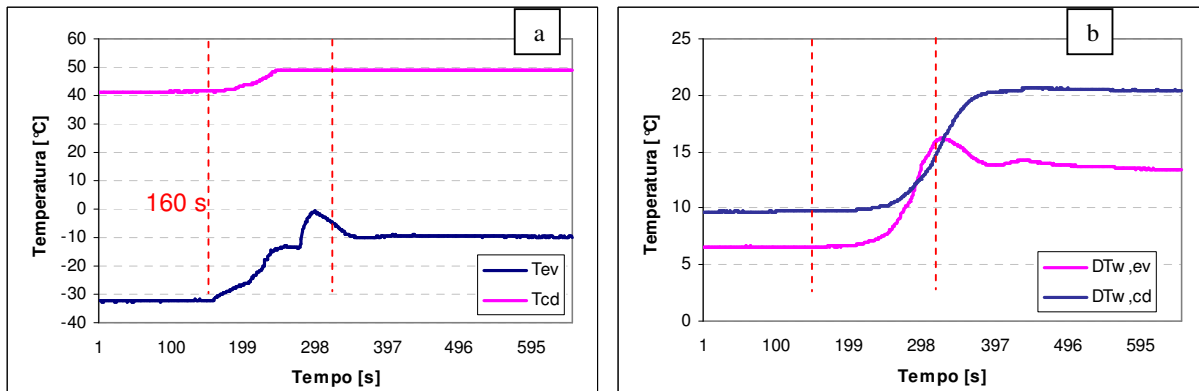
Figura 11 - Diagrama de blocos simplificado do sistema de controle preditivo.

O controlador atua controlando a diferença de temperatura da água no evaporador ( $DTw_{ev}$ ), mantendo o grau de superaquecimento ( $T_{sp} > 10^\circ\text{C}$ ), grau de sub-resfriamento ( $T_{sb} > 0^\circ\text{C}$ ) e, igualando os fluxos de massa do refrigerante no evaporador e condensador ( $\dot{m}_{ref, ev} \cong \dot{m}_{ref, cd}$ ) (conservação de massa).

Para analisar a resposta do controle foram feitos testes na bancada de ensaios, trabalhando em malha fechada até atingir o regime estável. Depois aplicamos mudanças (perturbações) na válvula de expansão ( $U_1$ ).

O teste do controlador consistiu em introduzir uma perturbação na válvula de expansão, (fechamento brusco), e deixou-se o sistema entrar em regime, pode-se observar que a  $T_{ev}$  estabilizou-se em  $\cong -31^\circ\text{C}$ , após 160 [s] como mostra a figura 12, com o sistema operando em regime estável foi acionado o controlador, que atuou levando o sistema a um novo regime estável em 320 [s].

Nas figuras a seguir pode-se observar a evolução no tempo: da vazão do refrigerante nos trocadores, das taxas de transferência de calor, e das temperaturas  $T_{ev}$ ,  $T_{cd}$ ,  $DTw_{ev}$ ,  $DTw_{cd}$ ,  $T_{sp}$  e  $T_{sb}$ .



(a)

(b)

Figura 12 - Comportamento do sistema com atuação dos controladores

Na Figura 12 (b) pode-se observar a evolução das diferenças de temperatura ( $DTw_{ev}$  e  $DTw_{cd}$ ) estabilizando em 14 e 20  $^\circ\text{C}$  respectivamente.

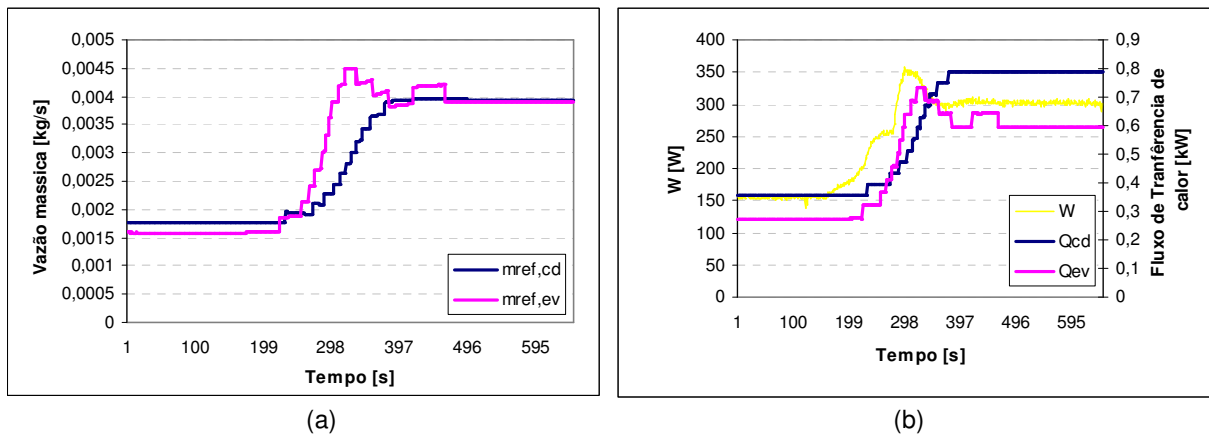


Figura 13 Comportamento do sistema com atuação dos controladores

Na Figura 13 (a) pode-se observar a evolução da vazão do refrigerante nos trocadores que estabiliza com uma diferença absoluta de 0,5%, a figura 13 (b) mostra que a evolução da potência consumida pelo compressor estabiliza em torno de 300 [W] e as taxas de transferência de calor do condensador e evaporador estabilizam respectivamente em 0.8152 e 0.6245 [kW]. O sistema se estabiliza após a perturbação em aproximadamente 150 seg.

Na Figura 14 pode-se observar a evolução do COP no tempo, estabilizando em 2.0, aumentando significativamente o calor transferido no evaporador, e aumentando a temperatura de evaporação, ou seja, fazendo o evaporador mais eficiente por causa do aumento da vazão mássica de refrigerante.

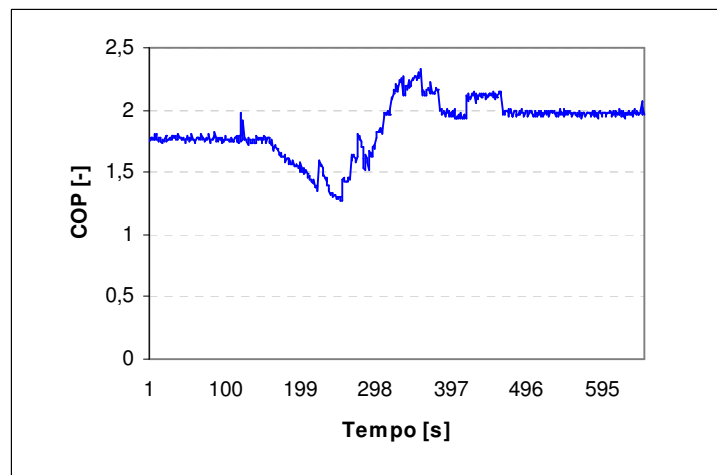


Figura 14 - Evolução do COP do sistema com atuação dos controladores

## 5. CONCLUSÃO

No estudo do comportamento dinâmico individual das variáveis do sistema ( $T_{ev}$ ,  $T_{sp}$ ,  $T_{sb}$ ,  $DTw,_{ev}$ ), observamos as seguintes características importantes:

- De uma forma geral, a diferença de temperatura da água na saída do evaporador ( $Dtw,_{ev}$ ) apresentou comportamento igual à temperatura de evaporação ( $T_{ev}$ ), causando com isto uma temperatura de saída da água do evaporador menor, ou seja, mais troca de calor, sendo fortemente influenciada pela atuação da válvula de expansão.
- O sistema apresentou não linearidades, especialmente na evolução das temperaturas ( $T_{ev}$ ,  $T_{sp}$ ,  $T_{sb}$ ).
- As perturbações individuais realizadas em diversas amplitudes (positivas e negativas), possibilitaram a obtenção de uma base de conhecimento, que ajuda na implementação de outros tipos de controladores.

O estudo do comportamento dinâmico simultâneo das variáveis de controle possibilitou o conhecimento dos efeitos individuais e de interações das variáveis manipuladas, observando-se que:

- Significativas variações da temperatura de evaporação foram observadas manipulando-se as frequências de rotação do compressor, podendo-se concluir que esta variável de controle pode compor uma malha de controle simples para temperatura de evaporação.
- A grande quantidade de informação adquirida durante a análise de sensibilidade das variáveis do sistema, pode contribuir para a identificação da malha de controle mais efetiva para o projeto de controladores inteligentes multivariáveis.

A estratégia de controle implementada garantiu boa estabilidade ao sistema e minimizou a diferença nas vazões dos trocadores de calor a valores inferiores a 5%, para as condições de operação do sistema de refrigeração recomendadas pelo fabricante. Observou-se um excelente desempenho do controlador em manter o grau de superaquecimento e sub-resfriamento do refrigerante R134a num nível constante e com um erro mínimo satisfatório.

## 6. MOMENCALTURA

Tcd	-	Temperatura de condensação [°C]
Tev	-	Temperatura de evaporação [°C]
Tsp	-	Temperatura de superaquecimento [°C]
Tsb	-	Temperatura de sub-resfriamento [°C]
U	-	Variável de controle [-]
Y	-	Resposta do sistema [-]
$\Delta T_{wcd}$	-	Diferença de temperatura da água no condensador [°C]
$\Delta T_{wev}$	-	Diferença de temperatura da água no evaporador [°C]
$\Delta FRC$	-	Variação na velocidade de rotação do compressor. [-]
$\Delta CVE$	-	Variação na válvula de expansão [-]

## 6. REFERÊNCIAS

- Agarwal, M. A systematic classification of neural network based control. Control Systems Magazine, v.17, n.2, April 1997.
- Binneberg P.; Philipp J.; Kraus W. Variable-speed Hermetic Compressor In A Household Refrigerator, 1999.
- Boskovic, J. D.; Narendra, k. s. Comparison of linear, nonlinear and neural Network based adaptive controllers for a class of fed-batch fermentation process. Automatica, v31, n6, p. 817-840, 1995.
- Ku, C. C.; Lee, K. Y. Diagonal recurrent neural networks for dynamic systems control. IEEE Transactions on Neural Networks, v.6, n.1, p. 144-156, 1995.
- Liu, C. C.; Chen, F. C. Adaptive control of non-linear continuous-time systems using neural networks - general relative degree and MIMO cases. International Journal of Control, v.58, n.2, p.317-335, 1993.
- Lenarduzzi, F. J.; Yap, S. S. Measuring the Performance of a Variable-Speed Drive Retrofit on a Fixed-Speed Centrifugal Chiller, 1998.
- Miller, W. A., 1988, Laboratory examination and seasonal analyses of the dynamic losses for a continuously variable-speed heat pump, ASHRAE Transactions, Vol 94, Pt. 2
- Murphy, W. E. e Goldshmidt, V. W., 1985. Cyclic characteristics of a typical residential air conditioner
- Murphy, W. E. e Goldschmidt, V. W., 1986, Cycling characteristics of a residential air conditioner - Modeling of shutdown transients. ASHRAE Transactions, Vol. 92, Pt. 1A, p. 186-202
- Narendra, K, S. Parthasarathy, K. Identification and control of dynamical systems using neural networks. IEEE Transactions on Neural Networks, v.1, n.2, p. 4-27, 1990.
- Nascimento Jr, C. L. Artificial Neural Networks in Control and Optimization. Manchester: UMIST – Control System Centre, 1994
- Nordgren, R. E.; Meckel, P. H. An analytical comparison of a neural network and a model-based adaptive controller. IEEE Transactions on Neural Networks, v.4, n.4, p.685-694, 1993.
- Ng. G. W. Application of neural networks to adaptive control of nonlinear systems. New York: John Wiley & Sons, 1997.
- O'Neal, D. L. e Katipamula, S., 1991, Performance degradation during on-off cycling of single-speed air conditioners and heat pumps: Model development and analysis. ASHRAE Transaction, v. 97, Pt. 2, p. 316-323.

## **UTILIZAÇÃO DE REDES NEURAIS ARTIFICIAIS NA IDENTIFICAÇÃO E CONTROLE DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO**

**José Antônio Tumialan Borja**

Universidad de La Salle – Bogotá - Colômbia

**Oscar Saul Hernandez Mendonza**

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia

**Enio Pedone Bandarra Filho**

Faculdade de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Uberlândia

**Abstract.** The refrigeration systems become more essential each day for the modern life, where the necessities of human comfort and products conservation gain more detached in the world. The conventional control of these systems is one of the main causes of loss of energy efficiency, where many alternatives have been proposals for its substitution. Amongst the alternatives most promising, the refrigeration systems are met the variable speed compressor and electronic expansion valve. This work looks for to investigate some advantages of the use of the systems with variable speed, keeping constant the superheating, in the point of view of operation in the band recommended for the manufacturer, who is considered most efficient, using an intelligent dynamic model and intelligent control. A Black-box model (Artificial Neural Network) with architecture of a network is used behind schedule. The network used is trained using given experimental collected of an archetype of the refrigeration system confectioned especially for this intention. The experimental tests had been carried through modifying the speed of the compressor in degree and slope. The control model presented showed satisfactory results.

## **MAGNETOCALORIC REFRIGERATION AT AMBIENT TEMPERATURE**

### **Ekkes Brüick**

Department of Mechanical Engineering, Federal University of Santa Catarina, Florianopolis SC, Brazil and  
Van der Waals-Zeeman Instituut, Universiteit van Amsterdam, Valckenierstraat 65, 1018 XE Amsterdam, The Netherlands  
bruck@science.uva.nl

**Abstract.** Modern society relies on readily available refrigeration. Magnetic refrigeration has three prominent advantages compared to compressor-based refrigeration. First there are no harmful gasses involved, second it may be built more compact as the working material is a solid and third magnetic refrigerators generate much less noise. Recently a new class of magnetic refrigerant-materials for room-temperature applications was discovered. These new materials have important advantages over existing magnetic coolants: They exhibit a large magnetocaloric effect (MCE) in conjunction with a magnetic phase-transition of first order. This MCE is, larger than that of Gd metal, which is used in the demonstration refrigerators built to explore the potential of this evolving technology. In the present paper we compare different materials, however, concentrating on transition metal containing compounds, as we expect that the limited availability of Rare-earth elements will hamper the industrial applicability. Because fundamental aspects of MCE are not so widely discussed we also give some theoretical considerations.

Keywords: magnetic refrigeration, transition metal compounds, magnetic entropy

### **1. Introduction**

Magnetic refrigeration, based on the magnetocaloric effect (MCE), has recently received increased attention as an alternative to the well-established compression-evaporation cycle for room-temperature applications. Magnetic materials contain two energy reservoirs; the usual phonon excitations connected to lattice degrees of freedom and magnetic excitations connected to spin degrees of freedom. These two reservoirs are generally well coupled by the spin lattice coupling that ensures loss-free energy transfer within millisecond time scales. An externally applied magnetic field can strongly affect the spin degree of freedom that results in the MCE. In the magnetic refrigeration cycle, depicted in fig. 1, initially randomly oriented magnetic moments are aligned by a magnetic field, resulting in heating of the magnetic material. This heat is removed from the material to the ambient by heat transfer. On removing the field, the magnetic moments randomise, which leads to cooling of the material below ambient temperature. Heat from the system to be cooled can then be extracted using a heat-transfer medium. Depending on the operating temperature, the heat-transfer medium may be water (with antifreeze) or air, and for very low temperatures helium. Therefore, magnetic refrigeration is an environmentally friendly cooling technology. It does not use ozone depleting chemicals (CFCs), hazardous chemicals (NH<sub>3</sub>), or greenhouse gases (HCFCs and HFCs). Another key difference between vapour-cycle refrigerators and magnetic refrigerators is the amount of energy loss incurred during the refrigeration cycle. The cooling efficiency in magnetic refrigerators working with gadolinium has been shown (Zimm et al. 1998) to reach 60% of the theoretical limit, compared to only about 40% in the best gas-compression refrigerators. This higher energy efficiency will also result in a reduced CO<sub>2</sub> release. Current research aims at new magnetic materials displaying larger magnetocaloric effects, which then can be operated in fields of about 2 T or less, that can be generated by permanent magnets.

The heating and cooling described above is proportional to the change of magnetization and the applied magnetic field. This is the reason that, until recently, research in magnetic refrigeration was almost exclusively conducted on super-paramagnetic materials and on rare-earth compounds (Tishin 1999). For room-temperature applications like refrigerators and air-conditioners, compounds containing manganese or iron should be a good alternative. Manganese and iron are transition metals with high abundance. Also, there exist in contrast to rare-earth compounds, an almost unlimited number of manganese and iron compounds with critical temperatures near room temperature. However, the magnetic moment of manganese generally is only about half the size of heavy rare-earth elements and the magnetic moment of iron is even less. Enhancement of the caloric effects associated with magnetic moment alignment may be

achieved through the induction of a first order phase-transition or better a very rapid change of magnetisation at the critical temperature, which will bring along a much higher efficiency of the magnetic refrigerator. In combination with currently available permanent magnets, this opens the path to the development of small-scale magnetic refrigerators, which no more rely on rather costly and service-intensive superconducting magnets. Another prominent advantage of magnetocaloric refrigerators is that the cooling power can be varied by scaling from milliwatt to a few hundred watts or even kilowatts. To increase the temperature span of the refrigerator, in comparison with the temperature change in a single cycle, all demonstrators nowadays are based on the active magnetic regenerator design (Barclay et al. 1981).

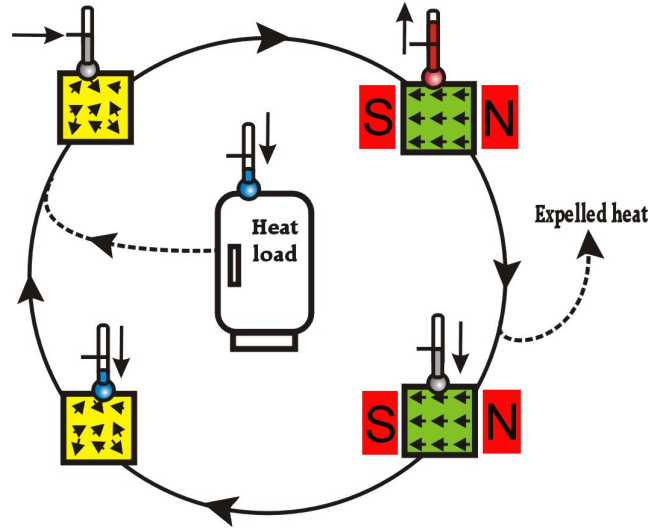


Figure 1 Schematic representation of a magnetic-refrigeration cycle, which transports heat from the heat load to the ambient. Left and right depict material in low and high magnetic field, respectively.

## 2. Theoretical considerations

When a material is magnetized in an applied magnetic field, the entropy associated with the magnetic degrees of freedom, the so called magnetic entropy  $S_m$ , is changed as the field changes the magnetic order of the material. Under adiabatic conditions,  $\Delta S_m$  must be compensated by an equal but opposite change of the entropy associated with the lattice, resulting in a change in temperature of the material. This temperature change  $\Delta T_{ad}$ , is usually called the magnetocaloric effect. It is related to the magnetic properties of the material through the thermodynamic Maxwell relation

$$\left(\frac{\partial S}{\partial B}\right)_T = \left(\frac{\partial M}{\partial T}\right)_B \quad (1)$$

For magnetization measurements made at discrete temperature- and field-intervals,  $\Delta S_m$  can be calculated by means of

$$\Delta S_m(T, B) = \sum_i \frac{M_{i+1}(T_{i+1}, B) - M_i(T_i, B)}{T_{i+1} - T_i} \Delta B \quad , \quad (2)$$

where  $M_{i+1}(T_{i+1}, B)$  and  $M_i(T_i, B)$  represent the values of the magnetization in a magnetic field  $B$  at the temperatures  $T_{i+1}$  and  $T_i$ , respectively. On the other hand, the magnetic entropy change can be obtained more directly from a calorimetric measurement of the field dependence of the heat capacity and subsequent integration:

$$\Delta S_m(T, B) = \int_0^T \frac{C(T', B) - C(T', 0)}{T'} dT', \quad (3)$$

where  $C(T, B)$  and  $C(T, 0)$  are the values of the heat capacity measured in a field  $B$  and in zero field, respectively. It has been confirmed that the values of  $\Delta S_m(T, B)$  derived from the magnetization measurement coincide with the values from calorimetric measurement (Gschneidner et al. 1999; Tegus et al. 2002c).

The adiabatic temperature change can be derived either by monitoring the temperature of the material during a field sweep, so called direct measurement, or by using the experimentally measured or theoretically predicted magnetization and heat capacity and integrating numerically

$$\Delta T_{ad}(T, B) = - \int_0^B \frac{T}{C(T, B')} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_B dB'. \quad (4)$$

Obviously, the MCE is large when  $\left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_B$  is large and  $C(T, B)$  is small at the same temperature. This condition is true for paramagnetic materials near zero Kelvin where the magnetic susceptibility diverges and the heat capacity approaches zero. This is the reason why the first realization of magnetic refrigeration worked at very low temperatures (Giauque et al. 1933). As we are interested in effects at higher temperatures, the heat capacity is generally quite large, of the order of the Dulong Petit rule;  $C \sim 3NR$  with  $N$  the number of atoms and  $R$  the molar gas constant. Therefore, we should concentrate on finding a large change in magnetization at the relevant temperature. Since  $\left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_B$  peaks at the magnetic ordering temperature, a large MCE is expected close to this magnetic phase-transition and the effect may be further maximized, when the order-parameter of the phase transition changes strongly within a narrow temperature-interval. The latter is true for phase transitions of first order.

Most magnetic phase-transitions are of second order, there exist two theoretical models that under certain conditions account for first order phase-transition, the model of itinerant electron metamagnets and the Bean-Rodbell model (Bean et al. 1962; Moriya et al. 1977). In the former, spin fluctuations are treated in a Landau-Ginzburg type of approach. Bean and Rodbell postulate a strong volume dependence of the critical temperature and find, for a certain range of parameters, a local minimum in the Gibb's free energy. These models are currently used to describe the unusual magnetic response of several possible magnetic refrigerants that will be discussed below (Yamada et al. 2003; von Ranke et al. 2004a; von Ranke et al. 2004b; Tegus et al. 2005b).

In view of applications the interest in first order transitions is directly related to the fact that a relatively small applied magnetic field can induce a strong change in entropy because it includes a certain amount of latent heat. However, with any first order transition, also thermal- or field-hysteresis is occurring which for applications should be small. The latent heat associated with the first order magnetic phase-transition can also improve the performance of the active magnetic refrigerator regenerator (Russek et al. 2006).

### 3. Magnetocaloric materials

Though the MCE was first discovered in simple iron (Warburg 1881), for years research on magnetocaloric materials was concentrated on rare-earth and their compounds. Following the discovery of a sub-room temperature giant-MCE in the ternary compound  $Gd_5(Ge_{1-x}Si_x)_4$  ( $0.3 \leq x \leq 0.5$ ) (Pecharsky et al. 1997b), there is a strongly increased interest from both fundamental and practical points of view to study the MCE in these materials (Choe et al. 2000; Morellon et al. 2000). There exists a long list of recent publications on  $Gd_5(Ge, Si)_4$  and related compounds. For this we would like to refer the reader to a recent review of Gschneidner et al. (Gschneidner et al. 2005b). Most prominent feature of these compounds is that they undergo a first-order structural and magnetic phase transition, which leads to a giant magnetic field-induced entropy change, across their ordering temperature. Many interesting physical phenomena have been observed in these compounds (Morellon et al. 1998a; Pecharsky et al. 2002; Pecharsky et al. 2003b; Morellon et al. 2004a; Mozharivskyj et al. 2005) including unusual magnetoresistance (Morellon et al. 1998b; Levin et al. 2001; Morellon et al. 2001; Tang et al. 2004).

In view of building a refrigerator based on  $Gd_5(Ge_{1-x}Si_x)_4$ , there are a few points to consider. The largest magnetocaloric effect is observed considerably below room temperature, while a real refrigerator should expel heat at least at about 320K. Because the structural transition is connected with sliding of building blocks, impurities especially at the sliding interface can play an important role. The thermal hysteresis and the size of the magnetocaloric effect connected with the first-order phase transition strongly depend on the quality of the starting materials and the sample preparation (Pecharsky et al. 2003a). For the compounds  $Gd_5(Ge_{1-x}Si_x)_4$  with  $x$  around 0.5 small amounts of impurities may suppress the formation of the monoclinic structure near room temperature. These alloys then show only a phase transition of second order at somewhat higher temperature but with a lower magnetocaloric effect (Pecharsky et al. 1997a; Provenzano et al. 2004; Mozharivskiy et al. 2005). This sensitivity to impurities like carbon, oxygen and iron strongly influences the production costs of the materials which may hamper broad-scale application. The only impurities known so far to enhance the magnetocaloric effect and increase the magnetic ordering temperature are Pb, Sn (Li et al. 2006; Zhuang et al. 2006). Next to the thermal and field hysteresis the magneto-structural transition in  $Gd_5(Ge_{1-x}Si_x)_4$  appears to be rather sluggish (Giguere et al. 1999; Gschneidner et al. 2000). This will also influence the optimal operation-frequency of a magnetic refrigerator and the efficiency.

Other  $R_5(Si,Ge)_4$  compounds are also found to form in the monoclinic  $Gd_5Si_2Ge_2$  type structure and when the structural transformation coincides with the magnetic ordering transition a large magnetocaloric effect is observed. This is most strikingly evidenced in the experiments of Morellon et al (Morellon et al. 2004b) on  $Tb_5Si_2Ge_2$  where the two transitions were forced to coincide by application of hydrostatic pressure, which results in a strong enhancement of the magnetic entropy change at the ordering temperature. The magnetic ordering temperatures of other  $R_5(Si,Ge)_4$  compounds are all lower than for the Gd compound as expected from De Gennes law. For cooling applications below liquid nitrogen temperatures some of these compounds may be interesting.

### 3.1. $La(Fe,Si)_{13}$ and related compounds

An interesting type of materials are rare-earth - transition-metal compounds crystallizing in the cubic  $NaZn_{13}$  type of structure.  $LaCo_{13}$  is the only binary compound, from the 45 possible combinations of a rare-earth and iron, cobalt or nickel, that exists in this structure. It has been shown that with an addition of at least 10% Si or Al this structure can also be stabilized with iron and nickel, resulting in an alloy that contains by weight almost 80% transition elements (Kripyakevich et al. 1968). The  $NaZn_{13}$  structure contains two different Zn sites. The Na atoms at 8a and  $Zn^I$  atoms at 8b form a simple CsCl type of structure. Each  $Zn^I$  atom is surrounded by an icosahedron of 12  $Zn^{II}$  atoms at the 96i site. In  $La(Fe,Si)_{13}$  La goes on the 8a site, the 8b site is fully occupied by Fe and the 96i site is shared by Fe and Si. The iron rich compounds  $La(Fe,Si)_{13}$  show typical invar behavior, with magnetic ordering temperatures around 200K that increase to 262K with lower iron content (Palstra et al. 1983). Thus, though the magnetic moment is diluted and also decreases per Fe atom, the magnetic ordering temperature increases. Around 200K the magnetic-ordering transition is found to be also distinctly visible in the electrical resistivity, where a chromium-like cusp in the temperature dependence is observed. In contrast to  $Gd_5Ge_2Si_2$  this phase transition is not accompanied by a structural change, thus above and below  $T_c$  the material is cubic. Recently, because of the extremely sharp magnetic ordering transition, the  $(La,Fe,Si,Al)$  system was reinvestigated by several research groups and a large magnetocaloric effect was reported (Hu et al. 2000; Hu et al. 2001b; Fujieda et al. 2002). The largest effects are observed for the compounds that show a field- or temperature-induced phase-transition of first order. Unfortunately, these large effects only occur up to about 210 K as the magnetic sublattice becomes more and more diluted. When using standard melting techniques, preparation of homogeneous single-phase samples appears to be rather difficult especially for alloys with high transition metal content. Almost single phase samples are reported when, instead of normal arc melting, rapid quenching by melt spinning and subsequent annealing is employed (Liu et al. 2004c; Gutfleisch et al. 2005; Liu et al. 2005). Samples prepared in this way also show a very large magnetocaloric effect. To increase the magnetic ordering temperature without losing too much magnetic moment, one may replace some Fe by other magnetic transition-metals. Because the isostructural compound  $LaCo_{13}$  has a very high critical temperature, substitution of Co for Fe is widely studied. The compounds  $La(Fe,Co)_{13-x}Al_x$  and  $La(Fe,Co)_{13-x}Si_x$  with  $x \approx 1.1$  and thus a very high transition-metal content, show a considerable magnetocaloric effect near room temperature (Hu et al. 2001a; Shen et al. 2004; Hu et al. 2005b; Proveti et al. 2005). This is achieved with only a few percent of Co and the Co content can easily be varied to tune the critical temperature to the desired value. It should be mentioned however that near room temperature the values for the entropy change steeply drop.



The fact that the alloys with the highest Fe content have an antiferromagnetic ground-state indicates that antiferromagnetic direct exchange-interaction plays an important role in these compounds. Taking into account that this occurs at a very high Fe density, one may expect that expansion of the lattice will lead to an increase in ferromagnetic exchange. In rare-earth transition-metal compounds this can be achieved by hydrogenation, or introduction of other small atoms like B, C or N. A very strong lattice expansion (< 9%) and increase of  $T_C$  to almost 900 K is observed when nitrogen is used as interstitial element in  $\text{La}(\text{Fe}, \text{Al})_{13}$  (Liu et al. 1995). Alloys with low aluminum content are found to accommodate up to 3 nitrogen atoms per formula unit. However, careful structural analysis showed that the interstitial atoms are located at 24 d sites between the icosahedrons formed by  $\text{Fe}^{\text{II}}$ , thus the Fe-Fe separation does hardly change and the strong increase in  $T_C$  should rather be attributed to changes in the electronic structure than changes in interatomic distances (Moze et al. 1999; Moze et al. 2000). The effect of interstitial nitrogen on the magnetocaloric properties is not studied yet. One may however expect that it is considerably reduced because the magnetic moments are reduced and the phase transition appears to be broadened. The latter however can be due to the fact that most samples studied so far are not fully homogeneous. Finally it should be mentioned that the authors of all studies on nitrogenated samples report the occurrence of considerable amounts of  $\alpha$  Fe as impurity phase. Carbon as interstitial atom also leads to an increase in critical temperature (Chen et al. 2003; Shcherbakova et al. 2003; Liu et al. 2004a; Liu et al. 2004b; Wang et al. 2004). Similar to the nitrogen interstitials the Fe magnetic moments are reduced and for 0.5 carbon atoms per formula unit the phase transition becomes of second order with a much lower magnetic entropy change.

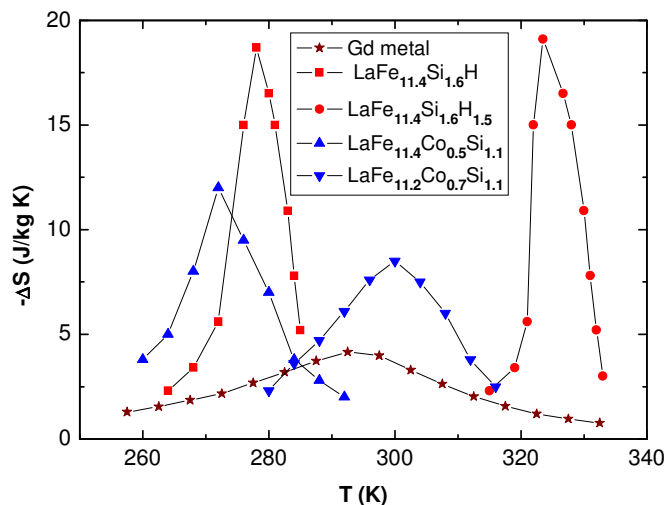


Figure 2 Magnetic-entropy change for different  $\text{LaFe}_{13}$  based samples at a field change of 2 T (Fujita et al. 2003; Hu et al. 2005a).

Hydrogen is the most promising interstitial element. In contrast to the above mentioned interstitial atoms, interstitial hydrogen not only increases the critical temperature but also leads to an increase in magnetic moment (Irisawa et al. 2001; Fujieda et al. 2002; Fujita et al. 2003; Fujieda et al. 2004; Nikitin et al. 2004; Mandal et al. 2005). The lattice expansion due to the addition of three hydrogen atoms per formula unit is about 4.5%. The critical temperature can be increased to up to 450K, the average magnetic moment per Fe increases from  $2.0 \mu_B$  to up to  $2.2 \mu_B$  and the field- or temperature-induced phase-transition is found to be of first-order for all hydrogen concentrations. This all results for a certain Si percentage in an almost constant value of the magnetic entropy change per mass unit over a broad temperature span see fig. 2.

Obviously the question arises what causes the distinct differences resulting from different interstitial elements. The lower lattice expansion observed for hydrogen is consistent with the smaller volume of hydrogen compared with carbon or nitrogen. Unfortunately there are no electronic band-structure

calculations available for these compounds but from general arguments we may discuss the observations. The lattice expansion, common to all interstitial alloys, leads to a narrowing of the Fe d-states and thus results in an increase in critical temperature and moment. On the other hand Fe d states may hybridize stronger with C or N p-states than with H s-states and it is well known that hybridization leads to an reduced moment (Qi et al. 1994). Because the interstitial sites are surrounded by a large fraction of Fe this effect is stronger than the former increase and thus leads for C and N interstitials to a net loss of moment. However, concerning the position of the interstitials, one would then expect that the reduction in moment would be stronger at Fe<sup>II</sup> sites rather than at Fe<sup>I</sup> sites, which is opposite to the observations from neutron diffraction (Moze et al. 2000). Obviously the interplay of exchange interaction and moment formation is more complex in these materials.

From the materials cost point of view the La(Fe,Si)<sub>13</sub> type of alloys appear to be very attractive. La is the cheapest from the rare-earth series and both Fe and Si are available in large amounts. The processing will be a little more elaborate than for a simple metal alloy but this can be optimized. For the use in a magnetic refrigerator next to the magnetocaloric properties also mechanical properties and chemical stability may be of importance. The hydrogenation process of rare-earth transition-metal compounds produces always granular material due to the strong lattice expansion. In the case of the cubic NaZn<sub>13</sub> type of structure this does not seem to be the case. At the phase transition in La(Fe,Si)<sub>13</sub> type of alloys also a volume change of 1.5% is observed (Wang et al. 2003). If this volume change is performed very frequently the material will definitely become very brittle and probably break in even smaller grains. This can have distinct influence on the corrosion resistance of the material and thus on the lifetime of a refrigerator. The suitability of this material definitely needs to be tested.

### 3.2. MnAs based compounds

MnAs exist similar to Gd<sub>5</sub>Ge<sub>2</sub>Si<sub>2</sub> in two distinct crystallographic structures (Pytlík et al. 1985). At low and high temperature the hexagonal NiAs structure is found and for a narrow temperature range 307 K to 393 K the orthorhombic MnP structure exists. The high temperature transition in the paramagnetic region is of second order. The low temperature transition is a combined structural and ferro-paramagnetic transition of first order with large thermal hysteresis. The change in volume at this transition amounts to 2.2% (Fjellvåg et al. 1984). The transition from paramagnetic to ferromagnetic occurs at 307K, the reverse transition from ferromagnetic to paramagnetic occurs at 317K. As depicted in fig. 3, very large magnetic entropy changes are observed in this transition (Wada et al. 2001; Kuhrt et al. 1985). Similar to the application of pressure (Menyuk et al. 1969; Yamada et al. 2002) substitution of Sb for As leads to lowering of T<sub>c</sub> (Wada et al. 2002; Wada et al. 2003), 25% of Sb gives an transition temperature of 225 K. However, the thermal hysteresis is affected quite differently by hydrostatic pressure or Sb substitution. In Mn(As,Sb) the hysteresis is strongly reduced and at 5% Sb it is reduced to about 1 K. In the concentration range 5 to 40% of Sb T<sub>c</sub> can be tuned between 220 and 320 K without losing much of the magnetic entropy change (Morikawa et al. 2004; Wada et al. 2005a). Direct measurements of the temperature change confirm a  $\Delta T$  of 2K/T (Wada et al. 2005b). On the other hand MnAs under pressure shows an extremely large magnetic entropy change (Gama et al. 2004; von Ranke et al. 2006) in conjunction with large hysteresis.

The materials costs of MnAs are quite low, processing of As containing alloys is however complicated due to the biological activity of As. In the MnAs alloy the As is covalently bound to the Mn and would not be easily released into the environment. However, this should be experimentally verified, especially because in an alloy frequently second phases form that may be less stable. The change in volume in Mn(As,Sb) is still 0.7% which may result in aging after frequent cycling of the material.

### 3.3. Heusler Alloys

Heusler Alloys frequently undergo a martensitic transition between the martensitic and the austenitic phase which is generally temperature induced and of first order. Ni<sub>2</sub>MnGa orders ferromagnetic with a Curie temperature of 376 K, and a magnetic moment of 4.17  $\mu_B$ , which is largely confined to the Mn atoms and with a small moment of about 0.3  $\mu_B$  associated with the Ni atoms (Webster et al. 1984). As may be expected from its cubic structure, the parent phase has a low magneto-crystalline anisotropy energy ( $H_a = 0.15$  T). However, in its martensitic phase the compound is exhibiting a much larger anisotropy ( $H_a = 0.8$  T). The martensitic-transformation temperature is near 220 K. This martensitic transformation temperature can be easily varied to around room temperature by modifying the composition of the alloy from the stoichiometric one. The low-temperature phase evolves from the parent

phase by a diffusionless, displacive transformation leading to a tetragonal structure,  $a = b = 5.90 \text{ \AA}$ ,  $c = 5.44 \text{ \AA}$ . A martensitic phase generally accommodates the strain associated with the transformation (this is 6.56% along  $c$  for  $\text{Ni}_2\text{MnGa}$ ) by the formation of twin variants. This means that a cubic crystallite splits up in two tetragonal crystallites sharing one contact plane. These twins pack together in compatible orientations to minimize the strain energy (much the same as the magnetization of a ferromagnet may take on different orientations by breaking up into domains to minimize the magneto-static energy). Alignment of these twin variants by the motion of twin boundaries can result in large macroscopic strains. In the tetragonal phase with its much higher magnetic anisotropy, an applied magnetic field can induce a change in strain why these materials may be used as actuators. Next to this ferromagnetic shape memory effect, very close to the martensitic transition temperature, one observes a large change in magnetization for low applied magnetic fields. This change in magnetization is also related to the magnetocrystalline anisotropy. This change in magnetization is resulting in a moderate magnetic entropy change of a few J/molK, which is enhanced when measured on a single crystal (Hu et al. 2001c; Marcos et al. 2002). When the composition in this material is tuned in a way that the magnetic and structural transformation occurs at the same temperature, the largest magnetic entropy changes are observed (Kuo et al. 2005; Long et al. 2005; Zhou et al. 2005).

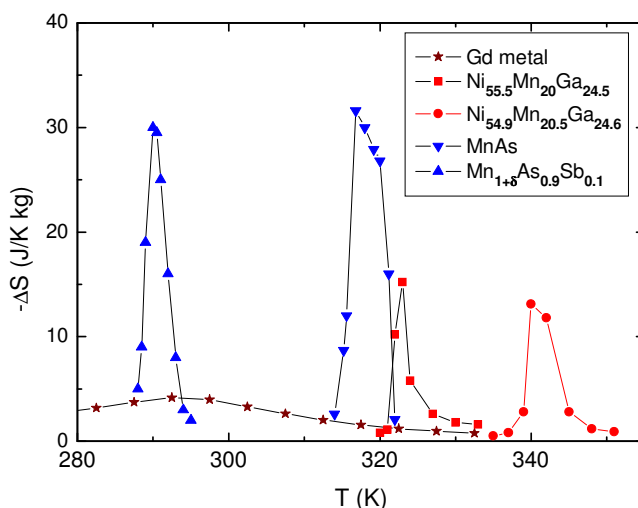


Figure 3 Magnetic-entropy change for MnAs and  $\text{Mn}_{1+\delta}\text{As}_{0.9}\text{Sb}_{0.1}$  (Wada et al. 2005a) and two NiMnGa (Long et al. 2005) alloys at a field change of 2 T.

For magnetocaloric applications the extremely large length changes in the martensitic transition will definitely result in aging effects. It is well known for the magnetic shape-memory alloys that only single crystals can be frequently cycled while polycrystalline materials spontaneously powderize after several cycles.

### 3.4. $\text{Fe}_2\text{P}$ based compounds

The binary intermetallic compound  $\text{Fe}_2\text{P}$  can be considered as the parent alloy for an interesting type of materials. This compound crystallizes in the hexagonal non centre-symmetric  $\text{Fe}_2\text{P}$  type structure with space group  $P\bar{6}2m$ . In this structure Fe and P occupy four different crystallographic sites, Fe occupies the 3g and 3f sites and P the 1b and 2c sites. Thus one has a stacking of alternating P-rich and P-poor layers. Neutron diffraction revealed that the magnetic moment of Fe on the 3g sites is about  $2 \mu_B$  whereas the moment on the 3f sites is about  $1 \mu_B$  (Fujii et al. (1979)). The Curie temperature of this compound is 216 K and the magnetic transition is of first order (Fujii et al. (1977)). The magnetic-ordering transition from the paramagnetic state to the ferromagnetic state is accompanied by a discontinuous change of the volume of 0.05%. Thus, the ferromagnetic state has a higher volume than the paramagnetic one. This

phase transition is found to be extremely sensitive to changes in pressure or magnetic field. Application of pressure first reduces the Curie temperature and at pressures exceeding 5 kbar antiferromagnetic ordering preceding the ferromagnetic ordering is observed (Kadomatsu et al. 1985). Substitution of As, B or Si into the P sublattice results in an increase of the Curie temperature (Jernberg et al. 1984), which can easily be lifted to above room temperature for As or Si concentrations of 10% or by 4% of B. Substitution of Mn for Fe on the 3g sites further increases the magnetic moment to about  $4 \mu_B$ . To stabilize the  $Fe_2P$ -type of structure, simultaneously to the Mn substitution also part of the P should be replaced.

The most extensively studied series of alloys is of the type  $MnFe(P,As)$ . The magnetic phase diagram for the system  $MnFeP$ - $MnFeAs$  (Beckmann et al. 1991) shows a rich variety of crystallographic and magnetic phases. The most striking feature is the fact that for As concentrations between 30 and 65% the hexagonal  $Fe_2P$  type of structure is stable and the ferromagnetic order is accompanied by a discontinuous change of volume. While the total magnetic moment is not affected by changes of the composition, the Curie temperature increases from about 150 K to well above room temperature. We reinvestigated this part of the phase diagram (Tegus et al. 2002b; Brück et al. 2003; Bruck et al. 2005) and investigated possibilities to partially replace the As (Tegus et al. 2003; Tegus et al. 2005a; Zhang et al. 2005).

Polycrystalline samples can be synthesised starting from the binary  $Fe_2P$ ,  $MnAs_2$  and  $FeAs_2$  compounds, Mn chips and P powder (red) mixed in the appropriate proportions by ball milling under a protective atmosphere. After this mechanical alloying process one obtains amorphous powder. To obtain dense material of the crystalline phase, the powders are pressed to pellets wrapped in Mo foil and sealed in quartz tubes under an argon atmosphere. These are heated at 1273 K for 1 hour, followed by a homogenisation process at 923 K for 50 hours and finally by slow cooling to ambient conditions. The powder X-ray diffraction patterns show that the compound crystallises in the hexagonal  $Fe_2P$  type structure. In this structure the Mn atoms occupy the 3(g) sites, the Fe atoms occupy the 3(f) sites and the P and the As atoms occupy 2(c) and 1(b) sites statistically (Bacmann et al. 1994). From the broadening of the X-ray diffraction reflections, the average grain size is estimated to be about 100 nm (Tegus et al. 2002a).

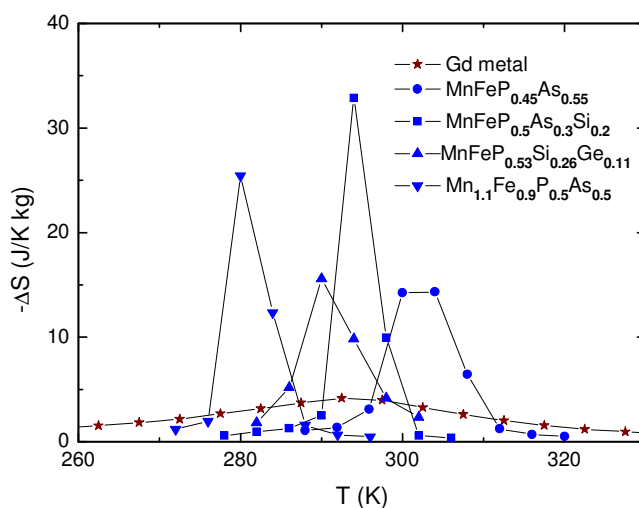


Figure 4 Magnetic-entropy changes of  $Fe_2P$  type compounds at magnetic field changes of 2 T (Tegus et al. 2002a; Tegus et al. 2004; Cam Thanh et al. 2006; Dagula et al. 2006).

Recently, we have observed a surprisingly large magnetocaloric effect in the compound  $MnFeP_{0.5}As_{0.3}Si_{0.2}$  at room temperature (Dagula et al. 2006). After replacing all As a considerable large magnetocaloric effect is still observed for  $MnFe(P,Si,Ge)$  (Cam Thanh et al. 2006).

We calculate the magnetic-entropy changes,  $\Delta S_m$ , from magnetisation data by means of the equation 2. The results for several compounds are shown in fig. 4. The calculated maximum values of the magnetic entropy change are 14.5 J/kg K, 25.4 J/kg K and 32.9 J/kg K for a field change from 0 to 2 T. The

maximum magnetic entropy in 3d materials depends on the spin moment  $S$ . Because there are two magnetic ions per formula unit, one has  $S_m = 2R \ln(2S + 1)$ , where  $R$  is the universal gas constant. From the saturation magnetic moment, we estimate the average  $S$  value of the magnetic ions to be equal to  $S = 1$  thus  $S_m = 18.3 \text{ J/mol K} = 117 \text{ J/kg K}$ , which is about 3.5 times larger than the value obtained from the magnetisation measurements. The origin of the large magnetic-entropy change should be attributed to the comparatively high 3d moments and the rapid change of the magnetisation in the field-induced magnetic phase transition. In rare-earth materials, the magnetic moment fully develops only at low temperatures and therefore the entropy change near room temperature is only a fraction of their potential. In 3d compounds, the strong magneto-crystalline coupling results in competing intra- and inter-atomic interactions and leads to a modification of metal-metal distances which may change the iron and manganese magnetic moment and favours the spin ordering.

Bearing in mind the use of these materials in magnetic refrigerators, next to the magnetocaloric properties also the electrical and heat conductivity is of utmost importance. There is hardly any information on the electrical-transport properties of these alloys. The electrical resistance can also be useful for a more detailed investigation of the magnetic phase transition because it is very sensitive to changes in the interactions between magnetic ions. The availability of electrical-resistance data would make it possible to compare the critical magnetic fields derived from magnetic and electrical measurements and to understand the role of the electron-phonon and electron-magnon interactions in the magnetic phase transitions. The temperature dependence of the electrical resistance of  $\text{MnFeP}_{0.55}\text{As}_{0.45}$ , measured during cooling of a sample of  $\text{MnFeP}_{0.55}\text{As}_{0.45}$ , exhibits an anomaly  $T_{\text{cr}} = 231 \text{ K}$ . Below  $T_{\text{cr}}$ , the electrical resistance increases with increasing temperature and has metallic character but, above  $T_{\text{cr}}$ , it decreases dramatically in a narrow temperature range and then recovers the metal-like dependence on temperature. The total contribution from both the electron-phonon scattering and the electron-magnon scattering in the paramagnetic (PM) phase is smaller than in the ferromagnetic (FM) phase which is contrary to normal ferromagnetic metallic materials. It is interesting to note that the transition at  $T_{\text{cr}}$  is accompanied by a change in the  $c/a$  ratio (Beckmann et al. 1991), which may lead to a change in the Fermi-surface topology and may affect the electron-phonon scattering. Preliminary band-structure calculations indicate a strong shift of the Fermi level associated with the phase-transition (Samolyuk et al. 2005).

The large MCE observed in  $\text{Fe}_2\text{P}$  based compounds originates from a field-induced first-order magnetic phase transition. The magnetisation is reversible in temperature and in alternating magnetic field. The magnetic ordering temperature of these compounds is tuneable over a wide temperature interval (200 K to 450K). The excellent magnetocaloric features of the compounds of the type  $\text{MnFe}(\text{P},\text{Si},\text{Ge},\text{As})$ , in addition to the very low material costs, make it an attractive candidate material for a commercial magnetic refrigerator. However same as for MnAs alloys it should be verified that materials containing As do not release this to the environment. The fact that the magneto-elastic phase-transition is rather a change of  $c/a$  than a change of volume, makes it feasible that this alloy even in polycrystalline form will not experience severe aging effects after frequent magnetic cycling.

#### 4. Refrigerator designs

Refrigerator design is an art on itself and as being not a specialist in this field, here I only want to mention a few aspects of this. The first magnetic refrigerator prototype or better demonstrator operating at room temperature utilized superconducting magnets and linear translation (Zimm et al. 1998). With an applied magnetic field of 5 tesla a cooling power of 600 W was realized with a charge of 3 kg of Gd spheres. Two equally sized cups containing the Gd spheres were reciprocating in and out of the high-field region, respectively. Nowadays there exist many magnetic refrigerators designed by different groups that operate near room temperature and utilize permanent magnets as field source. The first rotary magnetic refrigerator was built in Barcelona, Spain (Bohigas et al. 2000) utilizing permanent rod-magnets arranged on both sides of the magnetocaloric material (Gd metal foil) with in the gap a magnetic induction of 0.3 Tesla. An interesting permanent magnet design is a so called permanent-magnet array (PMA). A PMA based on the Halbach rotation theorem has been designed and constructed by Lee et al. (Lee et al. 2002) for a rotary-magnetic refrigeration system. The magnetic field generated by this PMA was over 3 tesla with an air gap of 5.8 mm. In a rotary design either the refrigerant or the magnet may be moving, the later was demonstrated in a collaboration project of Chubu electric company and Toshiba. The main advantage of moving the magnet instead of the AMRR is, that the connections between the heat exchangers and the AMRR do not change. Thus one avoids the need of sliding seals, which will increase the reliability of the device (Okamura et al. 2006). A modular system employing double channel micro heat-exchangers and

rotating magnets with up to 1.9 tesla in a 20mm air gap has been presented by the company Cooltech Applications (Vasile et al. 2006). Steven Russek has recently discussed the costs of an air conditioner with a cooling power of 10.5kW based on magnetic refrigeration (Russek et al. 2006). Starting with a few challenging assumptions he comes to the conclusion that the magnet costs are the main constraint to achieve competing production costs. However, the assumption of a cycle frequency of 10 Hz nowadays at least appears unrealistic but advanced porous gradient material AMRR's may make this feasible. On the technology side of the development clearly many challenges remain to be solved.

### 5. Comparison of different materials and outlook

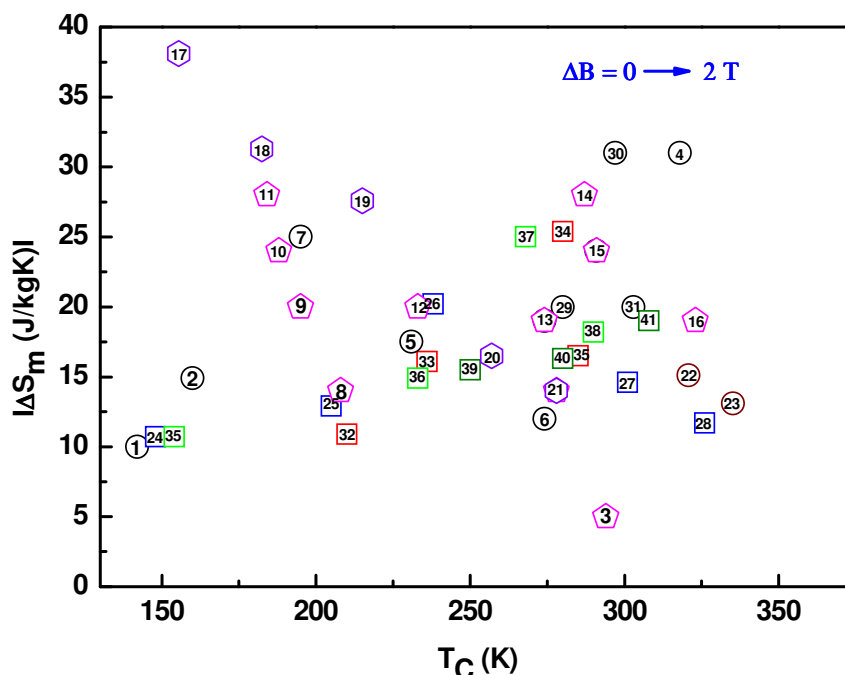


Figure 5 Maximal observed entropy-change of various materials at magnetic field changes of 2 T. 1 DyCo<sub>2</sub> (Gschneidner et al. 2005a), 2 Mn<sub>3</sub>GaC (Tohei et al. 2003), 3 Gd (Dan'kov et al. 1998), 4 MnAs (Wada et al. 2003), 5 MnAs<sub>0.75</sub>Sb<sub>0.25</sub> (Wada et al. 2003), 6 LaFe<sub>11.2</sub>Co<sub>0.7</sub>Si<sub>1.1</sub> (Hu et al. 2002), 7 LaFe<sub>11.8</sub>Si<sub>1.2</sub> (melt-spun) (Gutfleisch et al. 2005), 8 La(Fe<sub>0.877</sub>Si<sub>0.123</sub>)<sub>13</sub> (Fujita et al. 2003), 9 La(Fe<sub>0.880</sub>Si<sub>0.120</sub>)<sub>13</sub> (Fujita et al. 2003), 10 La(Fe<sub>0.890</sub>Si<sub>0.110</sub>)<sub>13</sub> (Fujita et al. 2003), 11 La(Fe<sub>0.90</sub>Si<sub>0.10</sub>)<sub>13</sub> (Fujita et al. 2003), 12 La(Fe<sub>0.88</sub>Si<sub>0.12</sub>)<sub>13</sub>H<sub>0.5</sub> (Fujita et al. 2003), 13 La(Fe<sub>0.88</sub>Si<sub>0.12</sub>)<sub>13</sub>H<sub>1.0</sub> (Fujita et al. 2003), 14 LaFe<sub>11.7</sub>Si<sub>1.3</sub>H<sub>1.1</sub> (Fujita et al. 2003), 15 LaFe<sub>11.57</sub>Si<sub>1.43</sub>H<sub>1.3</sub> (Fujita et al. 2003), 16 La(Fe<sub>0.88</sub>Si<sub>0.12</sub>)H<sub>1.5</sub> (Fujita et al. 2003), 17 Gd<sub>5</sub>(Si<sub>0.25</sub>Ge<sub>0.75</sub>)<sub>4</sub> (Casanova I Fernandez 2004), 18 Gd<sub>5</sub>(Si<sub>0.30</sub>Ge<sub>0.70</sub>)<sub>4</sub> (Casanova I Fernandez 2004), 19 Gd<sub>5</sub>(Si<sub>0.365</sub>Ge<sub>0.635</sub>)<sub>4</sub> (Casanova I Fernandez 2004), 20 Gd<sub>5</sub>(Si<sub>0.45</sub>Ge<sub>0.55</sub>)<sub>4</sub> (Casanova I Fernandez 2004), 21 Gd<sub>5</sub>(Si<sub>0.45</sub>Ge<sub>0.55</sub>)<sub>4</sub> (Casanova I Fernandez 2004), 22 Ni<sub>55.5</sub>Mn<sub>20</sub>Ga<sub>24.5</sub> (Long et al. 2005), 23 Ni<sub>54.9</sub>Mn<sub>20.5</sub>Ga<sub>24.6</sub> (Long et al. 2005), 24 MnFeP<sub>0.75</sub>As<sub>0.25</sub> (Tegus et al. 2002b), 25 MnFeP<sub>0.65</sub>As<sub>0.35</sub> (Tegus et al. 2002b), 26 MnFeP<sub>0.55</sub>As<sub>0.45</sub> (Tegus et al. 2002b), 27 MnFeP<sub>0.45</sub>As<sub>0.55</sub> (Tegus et al. 2002b), 28 MnFeP<sub>0.35</sub>As<sub>0.65</sub> (Tegus et al. 2002b), 29 MnFeP<sub>0.5</sub>As<sub>0.5</sub>Si<sub>0.1</sub> (Dagula et al. 2006), 30 MnFeP<sub>0.5</sub>As<sub>0.3</sub>Si<sub>0.2</sub> (Dagula et al. 2006), 31 MnFeP<sub>0.5</sub>As<sub>0.2</sub>Si<sub>0.3</sub> (Dagula et al. 2006), 32 Mn<sub>1.3</sub>Fe<sub>0.7</sub>P<sub>0.5</sub>As<sub>0.5</sub> (Brück et al. 2003), 33 Mn<sub>1.2</sub>Fe<sub>0.8</sub>P<sub>0.5</sub>As<sub>0.5</sub> (Brück et al. 2003), 34 Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>0.5</sub>As<sub>0.5</sub> (Brück et al. 2003), 35 Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>0.7</sub>As<sub>0.3</sub> (Brück et al. 2003), 36 Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>0.7</sub>As<sub>0.25</sub>Ge<sub>0.05</sub> (Tegus et al. 2005a), 37 Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>0.7</sub>As<sub>0.2</sub>Ge<sub>0.1</sub> (Tegus et al. 2005a), 38 Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>0.7</sub>As<sub>0.15</sub>Ge<sub>0.15</sub> (Tegus et al. 2005a), 39 Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>0.80</sub>Ge<sub>0.20</sub> (Dagula et al. 2005), 40 Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>0.78</sub>Ge<sub>0.22</sub> (Dagula et al. 2005), 41 Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>0.77</sub>Ge<sub>0.23</sub> (Dagula et al. 2005).

The MCEs for field changes of 2 T are summarized in fig. 5. It is obvious that above room temperature a few transition-metal-based alloys perform the best. If one takes into account the fact that  $\Delta T$  also depends on the specific heat of the compound (Pecharsky et al. 2001) these alloys are still favorable not only from the cost point of view. This makes them likely candidates for use as magnetic refrigerant materials above room temperature. However, below room temperature a number of rare-earth compounds perform better and for these materials a thorough cost vs performance analysis will be needed.

Material	T range K	$\Delta S(2T)$ J/kg K	$\Delta T(2T)$ K	Cost €/kg	Avail t	Limiting ingredient	Density t/m <sup>3</sup>
Gd	270-310	5	5.8 <sup>d</sup>	20	1000	Gd	7.9
Gd <sub>5</sub> Ge <sub>2</sub> Si <sub>2</sub>	150-290	27	6.6 <sup>d</sup>	60	140	Ge	7.5
La(Fe,Si)H	180-330	19	7 <sup>c</sup>	8	22000	La	7.1
MnAs	220-320	32	4.1 <sup>d</sup>	10	ul	none	6.8
MnNiGa	310-350	15	2 <sup>c</sup>	10	60	Ga	8.2
MnFe(P,As)	150-450	32	6 <sup>d</sup>	7	ul	none	7.3

Table 1: Comparison of different potential magnetocaloric materials. Gd is included as reference material. <sup>d</sup> means direct measurement <sup>c</sup> is calculated from a combination of measurements. The costs may strongly fluctuate due to market demands and quality of starting materials. Availability is based on the world mineral production data from USGS.gov, ul means there are no limitations for industrial production.

The main parameters of the various materials are also summarized in tab. 1 which allows a fast comparison. At present it is not clear which material will really get to the stage of real life applications. Though it is already feasible that for applications with limited temperature span and a cooling power in the kW range like air conditioning, commercial competitive magnetic refrigerators are quite possible, it is not yet obvious, which of the above mentioned materials shall be employed. Currently most attention is paid to the pure magnetocaloric properties and materials costs. In the near future also other properties like corrosion resistance, mechanical properties, heat conductivity, electrical resistivity and environmental impact should be addressed.

Taking into account the different requirements for magnetic refrigerants, it may be stated, that the ideal magnetic refrigerant should at least contain 80% transition metals with a large magnetic moment like Fe or Mn. In addition to this it should contain some cheap p-metal like Al or Si that can be used to tune the working point of the material. This material should then exhibit a magnetic ordering-transition of first order. Be workable as steel, with a corrosion resistance like stainless steel and a high electrical resistance. From that point of view one may get the impression that magnetic refrigeration is going to experience a similar future as the past 20 years of fuel cells. However, magnetic refrigeration is already currently much further developed. The gap to market is less severe because the refrigerators and heat pumps will consist of mainly the same parts as today's technology except of the compressor.

### Acknowledgement

This work is supported by the CNPQ process number 304385/2006-9 – PV and the Dutch Technology Foundation STW, applied science division of NWO and the Technology Program of the Ministry of Economic Affairs.

### References:

- Bacmann, M., J. L. Soubeyroux, R. Barrett, D. Fruchart, R. Zach, S. Niziol and R. Fruchart (1994). "Magnetoelastic Transition and Antiferro-Ferromagnetic Ordering in the System MnFeP<sub>1</sub>-Yasy." Journal of Magnetism and Magnetic Materials 134(1): 59-67.

- Barclay, J. A. and W. Steyert (1981). "Active magnetic regenerator" U.S. Patent, 4,332,135.
- Bean, C. P. and D. S. Rodbell (1962). "Magnetic Disorder as a First-Order Phase Transformation." *Phys. Rev.* 126: 104-115.
- Beckmann, O. and L. Lundgren (1991). Compounds of transition elements with nonmetals. Handbook of Magnetic Materials. K. H. J. Buschow. Amsterdam, North Holland. **6**: 181-287.
- Bohigas, X., E. Molins, A. Roig, J. Tejada and X. X. Zhang (2000). "Room-temperature magnetic refrigerator using permanent magnets." *Ieee Transactions on Magnetics* 36(3): 538-544.
- Bruck, E., M. Ilyn, A. M. Tishin and O. Tegus (2005). "Magnetocaloric effects in MnFeP<sub>1-x</sub>As<sub>x</sub>-based compounds." *Journal Of Magnetism And Magnetic Materials* 290: 8-13.
- Brück, E., O. Tegus, X. W. Li, F. R. de Boer and K. H. J. Buschow (2003). "Magnetic refrigeration towards room-temperature applications." *Physica B-Condensed Matter* 327(2-4): 431-437.
- Cam Thanh, D. T., E. Brück, O. Tegus, J. C. P. Klaasse, T. J. Gortenmulder and K. H. J. Buschow (2006). "Magnetocaloric effect in MnFe(P,Si,Ge) compounds." *Journal of Applied Physics* 99(8): 08Q107.
- Casanova I Fernandez, F. (2004). Magnetocaloric effect in Gd<sub>5</sub>(SixGe<sub>1-x</sub>)<sub>4</sub> alloys. PhD thesis. Barcelona, University of Barcelona: 1-228.
- Chen, Y. F., F. Wang, B. G. Shen, J. R. Sun, G. J. Wang, F. X. Hu, Z. H. Cheng and T. Zhu (2003). "Effects of carbon on magnetic properties and magnetic entropy change of the LaFe<sub>11.5</sub>Si<sub>1.5</sub> compound." *Journal Of Applied Physics* 93(10): 6981-6983.
- Choe, W., V. K. Pecharsky, A. O. Pecharsky, K. A. Gschneidner, V. G. Young and G. J. Miller (2000). "Making and breaking covalent bonds across the magnetic transition in the giant magnetocaloric material Gd<sub>5</sub>(Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>)." *Physical Review Letters* 84(20): 4617-4620.
- Dagula, W., O. Tegus, B. Fuquan, L. Zhang, P. Z. Si, M. Zhang, W. S. Zhang, E. Bruck, F. R. de Boer and K. H. J. Buschow (2005). "Magnetic-entropy change in Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>1-x</sub>Gex compounds." *Ieee Transactions On Magnetics* 41(10): 2778-2780.
- Dagula, W., O. Tegus, X. W. Li, L. Song, E. Brück, D. T. Cam Thanh, F. R. de Boer and K. H. J. Buschow (2006). "Magnetic properties and magnetic-entropy change of MnFeP<sub>0.5</sub>As<sub>0.5-x</sub>Si<sub>x</sub> (x = 0 – 0.3) compounds." *Journal of Applied Physics* 99(8): 08Q105.
- Dan'kov, S. Y., A. M. Tishin, V. K. Pecharsky and K. A. Gschneidner (1998). "Magnetic phase transitions and the magnetothermal properties of gadolinium." *Physical Review B* 57(6): 3478-3490.
- Fjellvag, H. and K. A. (1984). "structural and magnetic properties of MnAs." *Acta Chem. Scand. A* 38: 1.
- Fujieda, S., A. Fujita and K. Fukamichi (2002). "Large magnetocaloric effect in La(FexSi<sub>1-x</sub>)<sub>13</sub> itinerant-electron metamagnetic compounds." *Applied Physics Letters* 81(7): 1276-1278.
- Fujieda, S., A. Fujita and K. Fukamichi (2004). "Enhancements of magnetocaloric effects in La(Fe<sub>0.90</sub>Si<sub>0.10</sub>)<sub>13</sub> and its hydride by partial substitution of Ce for La." *Materials Transactions* 45(11): 3228-3231.
- Fujii, H., T. Hokabe, T. Komigaichi and T. Okamoto ((1977)). "Fe<sub>2</sub>P stoichiometry." *J. Phys. Soc. Jpn.* 43: 41.
- Fujii, H., S. Komura, T. Katega, T. Okamoto, I. Y. and J. Akimitsu ((1979)). "Neutron study Fe<sub>2</sub>P." *J. Phys. Soc. Jpn* 46: 1616.
- Fujita, A., S. Fujieda, Y. Hasegawa and K. Fukamichi (2003). "Itinerant-electron metamagnetic transition and large magnetocaloric effects in La(FexSi<sub>1-x</sub>)<sub>13</sub> compounds and their hydrides." *Physical Review B* 67(10): Art. No. 104416.
- Gama, S., A. A. Coelho, A. de Campos, A. M. G. Carvalho, F. C. G. Gandra, P. J. von Ranke and N. A. de Oliveira (2004). "Pressure-induced colossal magnetocaloric effect in MnAs." *Physical Review Letters* 93(23).
- Giauque, W. F. and D. P. MacDougall (1933). "Attainment of Temperatures Below 1 Absolute by Demagnetization of Gd<sub>2</sub>(SO<sub>4</sub>)<sub>3</sub> 8H<sub>2</sub>O." *Phys. Rev.* 43: 768.
- Giguere, A., M. Foldeaki, B. R. Gopal, R. Chahine, T. K. Bose, A. Frydman and J. A. Barclay (1999). "Direct measurement of the "giant" adiabatic temperature change in Gd<sub>5</sub>Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>." *Physical Review Letters* 83(11): 2262-2265.
- Gschneidner, K. A., V. K. Pecharsky, E. Brück, H. G. M. Duijn and E. M. Levin (2000). "Comment on "Direct measurement of the 'giant' adiabatic temperature change in Gd<sub>5</sub>Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>."." *Physical Review Letters* 85(19): 4190-4190.
- Gschneidner, K. A., V. K. Pecharsky, A. O. Pecharsky and C. B. Zimm (1999). Recent developments in magnetic refrigeration. Rare Earths '98. **315-3**: 69-76.



- Gschneidner, K. A., V. K. Pecharsky and A. O. Tsokol (2005a). "Recent developments in magnetocaloric materials." *Rep. Prog. Phys.* 68: 1479-1539.
- Gschneidner, K. A., V. K. Pecharsky and A. O. Tsokol (2005b). "Recent developments in magnetocaloric materials." *Reports On Progress In Physics* 68(6): 1479-1539.
- Gutfleisch, O., A. Yan and K. H. Müller (2005). "Large magnetocaloric effect in melt-spun LaFe<sub>13-x</sub>Si<sub>6</sub>." *Journal Of Applied Physics* 97(10): Part 3 10M305.
- Hu, F. X., J. Gao, X. L. Qian, M. Ilyn, A. M. Tishin, J. R. Sun and B. G. Shen (2005a). "Magnetocaloric effect in itinerant electron metamagnetic systems La(Fe<sub>1-x</sub>Co<sub>x</sub>)(11.9)Si-1.1." *Journal Of Applied Physics* 97(10).
- Hu, F. X., J. Gao, X. L. Qian, M. Ilyn, A. M. Tishin, J. R. Sun and B. G. Shen (2005b). "Magnetocaloric effect in itinerant electron metamagnetic systems La(Fe<sub>1-x</sub>Co<sub>x</sub>)(11.9)Si-1.1." *Journal Of Applied Physics* 97(10): Part 3 10M303.
- Hu, F. X., B. G. Shen, J. R. Sun and Z. H. Cheng (2001a). "Large magnetic entropy change in La(Fe,Co)(11.83)Al-1.17." *Physical Review B* 64(1): art. no.-012409.
- Hu, F. X., B. G. Shen, J. R. Sun, A. B. Pakhomov, C. Y. Wong, X. X. Zhang, S. Y. Zhang, G. J. Wang and Z. H. Cheng (2001b). "Large magnetic entropy change in compound LaFe<sub>11.44</sub>Al<sub>1.56</sub> with two magnetic phase transitions." *Ieee Transactions on Magnetism* 37(4): 2328-2330.
- Hu, F. X., B. G. Shen, J. R. Sun, G. J. Wang and Z. H. Cheng (2002). "Very large magnetic entropy change near room temperature in LaFe<sub>11.2</sub>Co<sub>0.7</sub>Si<sub>1.1</sub>." *Appl. Phys. Lett.* 80(5): 826-829.
- Hu, F. X., B. G. Shen, J. R. Sun and G. H. Wu (2001c). "Large magnetic entropy change in a Heusler alloy Ni<sub>52.6</sub>Mn<sub>23.1</sub>Ga<sub>24.3</sub> single crystal." *Phys. Rev. B* 64: 132412.
- Hu, F. X., B. G. Shen, J. R. Sun and X. X. Zhang (2000). "Great magnetic entropy change in La(Fe, M)(13) (M = Si, Al) with Co doping." *Chinese Physics* 9(7): 550-553.
- Irisawa, K., A. Fujita, K. Fukamichi, Y. Yamazaki, Y. Iijima and E. Matsubara (2001). "Change in the magnetic state of antiferromagnetic La(Fe<sub>0.88</sub>Al<sub>0.12</sub>)(13) by hydrogenation." *Journal Of Alloys And Compounds* 316(1-2): 70-74.
- Jernberg, P., A. Yousif and L. Hägström (1984). *J. Solid State Chem.* 53: 313.
- Kadomatsu, H., M. Isoda, K. Tohma, H. Fujii, T. Okamoto and H. Fujiwara (1985). *J. Phys. Soc. Jpn.* 54: 2790.
- Kripyakevich, P. I., O. S. Zarechnyuk, E. I. Gladyshevsky and O. I. Bodak (1968). "NaZn<sub>13</sub> type alloys." *Z. Anorg. Chem* 358: 90.
- Kuhr, C., T. Schittny and K. Barner (1985). "Magnetic B-T phase diagram of anion substituted Mn As." *Phys. Stat. Sol. (a)* 91: 105-113.
- Kuo, Y. K., K. M. Sivakumar, H. C. Chen, J. H. Su and C. S. Lue (2005). "Anomalous thermal properties of the Heusler alloy Ni<sub>2+x</sub>Mn<sub>1-x</sub>Ga near the martensitic transition." *Physical Review B* 72(5): 054116.
- Lee, S. J., J. M. Kenkel and D. C. Jiles (2002). "Design of permanent-magnet field source for rotary-magnetic refrigeration systems." *Ieee Transactions on Magnetism* 38(5): 2991-2993.
- Levin, E. M., V. K. Pecharsky, K. A. Gschneidner and G. J. Miller (2001). "Electrical resistivity, electronic heat capacity, and electronic structure of Gd<sub>5</sub>Ge<sub>4</sub>." *Physical Review B* 64(23): 235103.
- Li, J. Q., W. A. Sun, Y. X. Jian, Y. H. Zhuang, W. D. Huang and J. K. Liang (2006). "The giant magnetocaloric effect of Gd<sub>5</sub>Si<sub>1.95</sub>Ge<sub>2.05</sub> enhanced by Sn doping." *Journal Of Applied Physics* 100(7): 073904.
- Liu, J. P., N. Tang, F. R. de Boer, P. F. de Chatel and K. H. J. Buschow (1995). "Magnetic properties of LaFe<sub>13-x</sub>Al<sub>x</sub>Ny compounds." *Journal Of Magnetism And Magnetic Materials* 140-144(2): 1035-1036.
- Liu, X. B., Z. Altounian and A. D. Beath (2004a). "Structure and magnetic properties of La(Fe<sub>0.88</sub>Al<sub>0.12</sub>)(13)C-x interstitial compounds." *Journal Of Applied Physics* 95(11): 7067-7069.
- Liu, X. B., Z. Altounian and D. H. Ryan (2004b). "Magnetocaloric effect in La(Fe<sub>0.88</sub>Al<sub>0.12</sub>)(13)C<sub>x</sub> interstitial compounds." *Journal of Physics D-Applied Physics* 37(18): 2469-2474.
- Liu, X. B., Z. Altounian and G. H. Tu (2004c). "The structure and large magnetocaloric effect in rapidly quenched LaFe<sub>11.4</sub>Si<sub>1.6</sub> compound." *Journal of Physics-Condensed Matter* 16(45): 8043-8051.
- Liu, X. B., X. D. Liu, Z. Altounian and G. H. Tu (2005). "Phase formation and structure in rapidly quenched La(Fe<sub>0.88</sub>Co<sub>0.12</sub>)(13-x)Si-x alloys." *Journal Of Alloys And Compounds* 397(1-2): 120-125.

- Long, Y., Z. Y. Zhang, D. Wen, G. H. Wu, R. C. Ye, Y. Q. Chang and F. R. Wan (2005). "Phase transition processes and magnetocaloric effects in the Heusler alloys NiMnGa with concurrence of magnetic and structural phase transition." *Journal Of Applied Physics* 98(4): 033515.
- Mandal, K., O. Gutfleisch, A. Yan, A. Handstein and K. H. Muller (2005). "Effect of reactive milling in hydrogen on the magnetic and magnetocaloric properties of LaFe<sub>11.57</sub>Si<sub>1.43</sub>." *Journal Of Magnetism And Magnetic Materials* 290: 673-675.
- Marcos, J., A. Planes, L. Manosa, F. Casanova, X. Batlle, A. Labarta and B. Martinez (2002). "Magnetic field induced entropy change and magnetoelasticity in Ni-Mn-Ga alloys." *Physical Review B* 66(22): Art. No. 224413.
- Menyuk, N., J. A. Kafalas, K. Dwight and J. B. Goodenough (1969). "Effects of Pressure on the magnetic properties of MnAs." *Physical Review* 177: 942.
- Morellon, L., P. A. Algarabel, M. R. Ibarra, J. Blasco, B. Garcia-Landa, Z. Arnold and F. Albertini (1998a). "Magnetic-field-induced structural phase transition in Gd-5(Si<sub>1.8</sub>Ge<sub>2.2</sub>)." *Physical Review B* 58(22): R14721-R14724.
- Morellon, L., P. A. Algarabel, C. Magen and M. R. Ibarra (2001). "Giant magnetoresistance in the Ge-rich magnetocaloric compound, Gd-5(Si<sub>0.1</sub>Ge<sub>0.9</sub>)(4)." *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 237(2): 119-123.
- Morellon, L., Z. Arnold, P. A. Algarabel, C. Magen, M. R. Ibarra and Y. Skorokhod (2004a). "Pressure effects in the giant magnetocaloric compounds Gd-5(SixGe<sub>1-x</sub>)(4)." *Journal of Physics-Condensed Matter* 16(9): 1623-1630.
- Morellon, L., Z. Arnold, C. Magen, C. Ritter, O. Prokhnenko, Y. Skorokhod, P. A. Algarabel, M. R. Ibarra and J. Kamarad (2004b). "Pressure enhancement of the giant magnetocaloric effect in Tb<sub>5</sub>Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>." *Physical Review Letters* 93(13): Art. No. 137201.
- Morellon, L., J. Blasco, P. A. Algarabel and M. R. Ibarra (2000). "Nature of the first-order antiferromagnetic-ferromagnetic transition in the Ge-rich magnetocaloric compounds Gd-5(SixGe<sub>1-x</sub>)(4)." *Physical Review B* 62(2): 1022-1026.
- Morellon, L., J. Stankiewicz, B. Garcia-Landa, P. A. Algarabel and M. R. Ibarra (1998b). "Giant magnetoresistance near the magnetostructural transition in Gd-5(Si<sub>1.8</sub>Ge<sub>2.2</sub>)." *Applied Physics Letters* 73(23): 3462-3464.
- Morikawa, T., H. Wada, R. Kogure and S. Hirosawa (2004). "Effect of concentration deviation from stoichiometry on the magnetism of Mn<sub>1+δ</sub>As<sub>0.75</sub>Sb<sub>0.25</sub>." *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 283(2-3): 322-328.
- Moriya, T. and K. Usami (1977). "Itinerant-electron metamagnetism." *Solid State Communications* 23: 935-940.
- Moze, O., W. Kockelmann, J. P. Liu, F. R. de Boer and K. H. J. Buschow (1999). "Structure and preferred site occupation of N in the compound LaFe<sub>11</sub>Al<sub>2</sub> after nitrogenation." *Journal Of Magnetism And Magnetic Materials* 195(2): 391-395.
- Moze, O., W. Kockelmann, J. P. Liu, F. R. de Boer and K. H. J. Buschow (2000). "Magnetic structure of LaFe<sub>10.8</sub>Al<sub>2.2</sub> and LaFe<sub>10.8</sub>Al<sub>2.2</sub>N<sub>3</sub> cluster compounds." *Journal Of Applied Physics* 87(9): 5284-5286.
- Mozharivskiy, Y., A. O. Pecharsky, V. K. Pecharsky and G. J. Miller (2005). "On the high-temperature phase transition of Gd<sub>5</sub>Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>." *Journal of the American Chemical Society* 127(1): 317-324.
- Nikitin, S. A., I. S. Tereshina, V. N. Verbetsky, A. A. Salamova and E. V. Anosova (2004). "Synthesis and properties of NaZn<sub>13</sub>-type interstitial compounds." *Journal Of Alloys And Compounds* 367(1-2): 266-269.
- Okamura, T., K. Yamada, N. Hirano and S. Nagaya (2006). "Performance of a room-temperature rotary magnetic refrigerator." *International Journal of Refrigeration*, Available online, doi:10.1016/j.ijrefrig.2006.07.020.
- Palstra, T. T. M., J. A. Mydosh, G. J. Nieuwenhuys, A. M. van der Kraan and K. H. J. Buschow (1983). "Study of the critical behaviour of the magnetization and electrical resistivity in cubic La(Fe,Si)<sub>13</sub> compounds." *J. Magn. Magn. Mater.* 36(3): 290-296.
- Pecharsky, A. O., K. A. Gschneidner and V. K. Pecharsky (2003a). "The giant magnetocaloric effect of optimally prepared Gd<sub>5</sub>Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>." *Journal of Applied Physics* 93(8): 4722-4728.
- Pecharsky, A. O., K. A. Gschneidner, V. K. Pecharsky and C. E. Schindler (2002). "The room temperature metastable/stable phase relationships in the pseudo-binary Gd<sub>5</sub>Si<sub>4</sub>-Gd<sub>5</sub>Ge<sub>4</sub> system." *Journal Of Alloys And Compounds* 338(1-2): 126-135.
- Pecharsky, V. K. and K. A. Gschneidner (1997a). "Effect of alloying on the giant magnetocaloric effect of Gd-5(Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>)." *Journal of Magnetism and Magnetic Materials* 167(3): L179-L184.

- Pecharsky, V. K. and K. A. Gschneidner (1997b). "Giant magnetocaloric effect in Gd-5(Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>).  
Physical Review Letters 78(23): 4494-4497.
- Pecharsky, V. K. and K. A. Gschneidner (2001). "Some common misconceptions concerning magnetic refrigerant materials." Journal of Applied Physics 90(9): 4614-4622.
- Pecharsky, V. K., G. D. Samolyuk, V. P. Antropov, A. O. Pecharsky and K. A. Gschneidner (2003b). "The effect of varying the crystal structure on the magnetism, electronic structure and thermodynamics in the Gd-5(SixGe1-x)(4) system near x=0.5." Journal of Solid State Chemistry 171(1-2): 57-68.
- Provenzano, V., A. J. Shapiro and R. D. Shull (2004). "Reduction of hysteresis losses in the magnetic refrigerant Gd<sub>5</sub>Ge<sub>2</sub>Si<sub>2</sub> by the addition of iron." Nature 429(6994): 853-857.
- Proveti, J. R., E. C. Passamani, C. Larica, A. M. Gomes, A. Y. Takeuchi and A. Massioli (2005). "The effect of Co doping on the magnetic, hyperfine and transport properties of the metamagnetic LaFe<sub>11.44</sub>Al<sub>1.56</sub> intermetallic compound." Journal Of Physics D-Applied Physics 38(10): 1531-1539.
- Pytlík, L. and A. Zieba (1985). "Magnetic phase diagram of MnAs." J. Magn. Magn. Mater. 51: 199-210.
- Qi, Q. N., K. Odonnell, E. Touchais and J. M. D. Coey (1994). "Mossbauer-Spectra And Magnetic-Properties Of Iron Nitrides." Hyperfine Interactions 94(1-4): 2067-2073.
- Russek, S. L. and C. Zimm (2006). "Potential for costeffective magnetocaloric air conditioning systems." International Journal of Refrigeration, Available online doi:10.1016/j.ijrefrig.2006.07.019.
- Samolyuk, G. D. and V. P. Antropov (2005). "Exchange coupling in pure hcp Gd and magnetostructural transition in Gd-5(Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>).  
Journal Of Applied Physics 97(10): Part 2 10A310.
- Shcherbakova, Y. V., G. V. Ivanova, V. S. Gaviko and A. M. Gabay (2003). "Crystal structure of novel ferromagnetic LaFe<sub>13-x</sub>GaxC compounds." Journal Of Magnetism And Magnetic Materials 267(1): 26-34.
- Shen, J., Y. X. Li, F. Wang, G. J. Wang and S. Y. Zhang (2004). "Effect of Co substitution on magnetic properties and magnetic entropy changes in LaFe<sub>11.83</sub>Si<sub>0.94</sub>Al<sub>0.23</sub> compounds." Chinese Physics 13(7): 1134-1138.
- Tang, H., V. K. Pecharsky, G. D. Samolyuk, M. Zou, K. A. Gschneidner, V. P. Antropov, D. L. Schlágel and T. A. Lograsso (2004). "Anisotropy of the magnetoresistance in Gd<sub>5</sub>Si<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>." Physical Review Letters 93(23): 237203.
- Tegus, O., E. Brück, K. H. J. Buschow and F. R. de Boer (2002a). "Transition-metal-based magnetic refrigerants for room-temperature applications." Nature 415(6868): 150-152.
- Tegus, O., E. Brück, W. Dagula, X. W. Li, L. Zhang, K. H. J. Buschow and F. R. de Boer (2003). "On the first-order phase transition in MnFeP<sub>0.5</sub>As<sub>0.4</sub>Si<sub>0.1</sub>." Journal Of Applied Physics 93(10): 7655-7657.
- Tegus, O., E. Brück, X. W. Li, L. Zhang, W. Dagula, F. R. de Boer and K. H. J. Buschow (2004). "Tuning of the magneto-caloric effects in MnFe(P,As) by substitution of elements." Journal of Magnetism and Magnetic Materials 272-76: 2389-2390.
- Tegus, O., E. Brück, L. Zhang, Dagula, K. H. J. Buschow and F. R. de Boer (2002b). "Magnetic-phase transitions and magnetocaloric effects." Physica B 319(1-4): 174-192.
- Tegus, O., N. P. Duong, W. Dagula, L. Zhang, E. Brück, K. H. J. Buschow and F. R. de Boer (2002c). "Magnetocaloric effect in GdRu<sub>2</sub>Ge<sub>2</sub>." Journal of Applied Physics 91(10): 8528-8530.
- Tegus, O., B. Fuquan, W. Dagula, L. Zhang, E. Brück, P. Z. Si, F. R. de Boer and K. H. J. Buschow (2005a). "Magnetic-entropy change in Mn<sub>1.1</sub>Fe<sub>0.9</sub>P<sub>0.7</sub>As<sub>0.3-x</sub>Gex." Journal Of Alloys And Compounds 396(1-2): 6-9.
- Tegus, O., G. X. Lin, W. Dagula, B. Fuquan, L. Zhang, E. Brück, F. R. de Boer and K. H. J. Buschow (2005b). "A model description of the first-order phase transition in MnFeP<sub>1-x</sub>As<sub>x</sub>." Journal Of Magnetism And Magnetic Materials 290: 658-660.
- Tishin, A. M. (1999). Magnetocaloric effect in the vicinity of magnetic phase transitions. Handbook of Magnetic Materials. K. H. J. Buschow. Amsterdam, North Holland. **12**: 395-524.
- Tohei, T., H. Wada and T. Kanomata (2003). "Negative magnetocaloric effect at the antiferromagnetic to ferromagnetic transition of Mn<sub>3</sub>GaC." Journal of Applied Physics 94(3): 1800-1802.
- Vasile, C. and C. Muller (2006). "Innovative design of a magnetocaloric system." International Journal of Refrigeration, Available online doi:10.1016/j.ijrefrig.2006.07.016.
- von Ranke, P. J., A. de Campos, L. Caron, A. A. Coelho, S. Gama and N. A. de Oliveira (2004a). "Calculation of the giant magnetocaloric effect in the MnFeP<sub>0.45</sub>As<sub>0.55</sub> compound." Physical Review B 70(9): Art. No. 094410.

- von Ranke, P. J., N. A. de Oliveira and S. Gama (2004b). "Theoretical investigations on giant magnetocaloric effect in  $MnAs_{1-x}Sb_x$ ." *Physics Letters A* 320(4): 302-306.
- von Ranke, P. J., S. Gama, A. A. Coelho, A. de Campos, A. M. G. Carvalho, F. C. G. Gandra and N. A. de Oliveira (2006). "Theoretical description of the colossal entropic magnetocaloric effect: Application to  $MnAs$ ." *Physical Review B* 73(1): 014415.
- Wada, H. and T. Asano (2005a). "Effect of heat treatment on giant magnetocaloric properties of  $Mn_{1+\delta}As_{1-x}Sb_x$ ." *Journal Of Magnetism And Magnetic Materials* 290: 703-705.
- Wada, H., C. Funaba, T. Asano, M. Ilyn and A. M. Tishin (2005b). "Recent progress of magnetocaloric effect of  $MnAs_{1-x}Sb_x$ ." *Sci. Tech. Froid comptes rendus 2005-4*: 37-46.
- Wada, H., T. Morikawa, K. Taniguchi, T. Shibata, Y. Yamada and Y. Akishige (2003). "Giant magnetocaloric effect of  $MnAs_{1-x}Sb_x$  in the vicinity of first-order magnetic transition." *Physica B-Condensed Matter* 328(1-2): 114-116.
- Wada, H. and Y. Tanabe (2001). "Giant magnetocaloric effect of  $MnAs_{1-x}Sb_x$ ." *Applied Physics Letters* 79(20): 3302-3304.
- Wada, H., K. Taniguchi and Y. Tanabe (2002). "Extremely large magnetic entropy change of  $MnAs_{1-x}Sb_x$  near room temperature." *Materials Transactions* 43(1): 73-77.
- Wang, F., Y. F. Chen, G. J. Wang, J. R. Sun and B. G. Shen (2004). "The large magnetic entropy change and the change in the magnetic ground state of the antiferromagnetic compound  $LaFe_{11.5}Al_{1.5}$  caused by carbonization." *Journal Of Physics-Condensed Matter* 16(12): 2103-2108.
- Wang, F. W., G. J. Wang, F. X. Hu, A. Kurbakov, B. G. Shen and Z. H. Cheng (2003). "Strong interplay between structure and magnetism in the giant magnetocaloric intermetallic compound  $LaFe_{11.4}Si_{1.6}$ : a neutron diffraction study." *Journal of Physics-Condensed Matter* 15(30): 5269-5278.
- Warburg, E. (1881). "Waermeeffekt in Eisen." *Annalen der Physik (Leipzig)* 13: 141.
- Webster, P. J., K. R. A. Ziebeck, S. L. Town and M. S. Peak (1984). " $Ni_2MnGa$  Heusler alloy." *Philosophical Magazine B* 49: 295.
- Yamada, H. and T. Goto (2003). "Itinerant-electron metamagnetism and giant magnetocaloric effect." *Physical Review B* 68(18): Art. No. 184417.
- Yamada, H., K. Terao, K. Kondo and T. Goto (2002). "Strong pressure dependences of the magnetization and Curie temperature for  $CrTe$  and  $MnAs$  with  $NiAs$ -type structure." *Journal Of Physics-Condensed Matter* 14(45): 11785-11794.
- Zhang, L., O. Moze, K. Prokes, O. Tegus and E. Brück (2005). "Neutron diffraction study of history dependence in  $MnFeP_{0.6}Si_{0.4}$ ." *Journal Of Magnetism And Magnetic Materials* 290: 679-681.
- Zhou, X. Z., W. Li, H. P. Kunkel, G. Williams and S. H. Zhang (2005). "Relationship between the magnetocaloric effect and sequential magnetic phase transitions in  $Ni-Mn-Ga$  alloys." *Journal Of Applied Physics* 97(10): Part 3 10M515.
- Zhuang, Y. H., J. Q. Li, W. D. Huang, W. A. Sun and W. Q. Ao (2006). "Giant magnetocaloric effect enhanced by Pb-doping in  $Gd_5Si_2Ge_2$  compound." *Journal of Alloys and Compounds* 421(1-2): 49-53.
- Zimm, C., A. Jastrab, A. Sternberg, V. Pecharsky and K. Geschneidner Jr (1998). "Description and performance of a near-room temperature magnetic refrigerator." *Adv. Cryog. Eng.* 43: 1759-1766.

## Analysis of Vortex Tubes combined with an Energy Regeneration System in Vehicular Air Conditioning

**Danilo Carreira Itao**

Volkswagen do Brasil Indústria de Veículos Automotores Ltda.  
Via Anchieta km 23.5 – Bairro Demarchi – São Bernardo do Campo – SP – Brazil  
danilo.itaio@volkswagen.com.br

**Silvio de Oliveira Jr.**

University of São Paulo – Polytechnic School – Mechanical Engineering Department  
Av. Prof. Mello Moraes, 2231 – São Paulo – SP – Brazil  
silvio.oliveira@poli.usp.br

**Abstract.** Vehicular air conditioning systems have always utilized the thermodynamic vapor-compression cycle concept. Then, the investigation of other refrigeration mechanisms are welcome. One of these possibilities is the application of the vortex tubes, that work with the introduction of an air compressed flow. Once there is not the necessity of heat exchangers and refrigerant fluids, this device enables a higher flexibility in the positioning of air outlets in some cabin position. The feeding of vortex tubes occurs only with compressed air flow, which can be stored for consumption when necessary. In addition, because of this characteristic, there is the possibility of the energy recovery, that is dissipated to the environment in the vehicle braking process currently. This study has been divided in the investigation of vortex tubes and regenerative systems, investigation of the potential of energetic reuse, configuration system proposal, main components first selection and viability analysis for cars and trucks. The viability and performance analysis was made based on a typical operation cycle for typical cars and trucks. The results showed the difficulties in the application of this philosophy for light vehicles with more viability for commercial vehicles use.

**Keywords.** Vortex Tubes, Air Conditioning, Motor Vehicles, Energetic Regeneration, Braking.

### 1. Introduction

According to Kaynakli and Horuz (2003) the vehicular air conditioning system, before treated as standard feature only in high-series vehicles, has become a standard feature not only in light passenger vehicles but also cargo vehicles. Not only is the comfort optimized but also the security of the occupant. This can be explained by the fact that the glasses are kept closed, minimizing the action of thieves and the thermal stress of the driver, increasing his alert level in the traffic.

A conventional vehicular air conditioning system operates as a refrigeration cycle and therefore the supply of work to the system is needed. Conventionally, such work is injected in the system by the compressor. This work is obtained through the kinetic energy transference of internal combustion engine of the vehicle.

In such a way, the work executed by the compressor reflects in an increase of fuel consumption, affecting the global efficiency of the internal combustion engine of the vehicle. Beyond the fuel consumption increase, there is also an available power reduction that could be used for the vehicle movement.

Then, the study of alternative climatization devices in order to find a device that allies qualities as lower energy consumption and application flexibility is welcome. An alternative device that is studied in this paper is the vortex tube.

Cockerill (1998) mentions that the vortex tubes (also called Ranque-Hilsch Tubes) are simple devices that separate a primary gas flow in two secondary flows: an outlet high temperature flow (higher temperature than the inlet flow) and an outlet low temperature flow (lower temperature than the inlet flow). Ahlborn et al. (1994) exemplifies the magnitude of the temperature differential: for fluid condition of inlet pressure of 0.3 MPa and Temperature of 290K, is possible to extract flows with temperatures around 330K (high temperature flow) and 260K (low temperature flow). The simplicity of such devices is cited by Saidi and Valipour (2003), as presented in the Fig. (1).

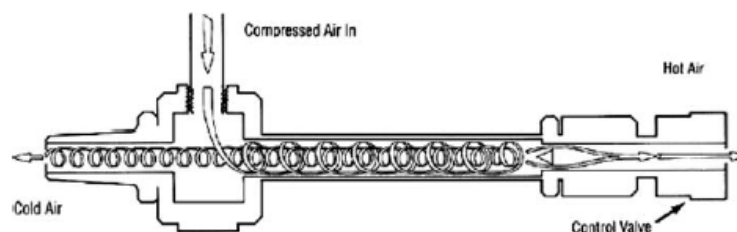


Figure 1. Example of vortex tube (Saidi and Valipour, 2003)

The energy consumption optimization for climatization applications can be executed by means of studying forms of energy reuse. Analyzing a conventional automobile, it is verified that energy is wasted at the moment of the vehicle braking. This energy could be reused to supply compressed air for the vortex tube operation. A possibility that will be studied in this paper is the utilization of a regenerative braking system that stores energy to be used when necessary.

## 2. The vortex tube

The vortex tube, also called Ranque-Hilsch Tube, is a thermomechanical device without mobile parts that allows the division of a main fluid flow into two secondary flows of distinct temperatures (Cockerill, 1998). Physically, such device consists of a cylindrical pipe with an inlet flow, located radially, so that the trajectory of flow has a tangent with the internal face of the pipe. The secondary fluid flows leave the vortex tube in the axial directions, that can be coincident or opposite directions, depending on the construction type, as cited by Cockerill (1998). Observing the Fig. (1), it is evident the non-existence of mobile parts in the vortex tube, minimizing the complexity. This characteristic composes one of the advantages of such devices. Another advantage constitutes the magnitude of the temperature differential of the outlet flows.

The work of Ranque (1933) was a pioneer study about vortex tubes. It mentions that the temperature differential depends on the relation between the outlet mass flows (cold flow and hot flow). Using a vortex tube with inlet tube of diameter 12mm and inlet pressure of 589 kPa, Ranque (1933) got a temperature differential of 70K, for the condition of minimum hot flow.

Later, Hilsch (1946) executed a detailed quantitative study in Vortex Tubes. He executed experiments changing many variables: diameter of the central orifice, inlet pressure and cold mass flow ratio (relation between the outlet cold flow rate and inlet flow rate). The Fig. (2) presents the vortex tube used by Hilsch (1946).

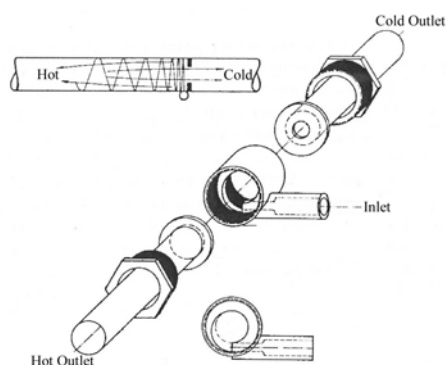


Figure 2. Vortex tube used by Hilsch (Hilsch, 1946)

After the study of Hilsch (1946) other studies have followed. Pengelley (1957) studied physical mechanisms involved in the phenomenon of energy separation. Sibulkin (1962) developed a theory in order to predict the characteristics of performance of the vortex tube. Soni and Thomson (1975) applied a methodology in order to identify the variables that present great influence in the performance of the vortex tubes. Takahama and Yokosawa (1981) studied the possibility to minimize the length of the chamber of the vortex tube without minimize the performance. Kurosaka (1982) presented a new theory that explains the energy separation: the acoustic waves would produce disordered disturbs in the air flow inducing the energy separation. Later, Stephan et al. (1983) developed a study of the energy separation process: the results showed the distribution of the temperature variation of the low-temperature air flow throughout the length of the chamber of the vortex tube. Stephan et al. (1984) established a similarity relation of the temperature variation of the cold flow as a function of the cold flow ratio in geometrically similar vortex tubes, using a mathematical formularization. The mathematical model was applied to diverse gases (air, Helium and Oxygen), and it was obtained the variation of the cold flow temperature as a function of the cold air flow ratio. Alhborn et al (1994) studied more recently the influence of the kinetic energy in the outlet hot and cold air flows. Alhborn, Camire and Keller (1996) analyzed the effect of the vortex tubes operation in low pressures. The search for new forms to optimize the vortex tubes efficiency led Piralishvili and Polyayev (1996) to study optimized pipe geometries of double-circuit vortex tubes. Saidi and Yazdi (1999) studied optimized dimensions and operation conditions, applying the exergy analysis. In order to evaluate the effect of the geometric parameter variation in the efficiency and the thermophysical parameters of the vortex tube, Saidi and Volipour (2003) developed an experimental model of a vortex tube for cooling, using variations of vortex tubes.

### 3. Braking regenerative systems

The constant changes in the environmental legislation in order to minimize the gases emissions have caused changes in the transport ways. Schaible and Szabados (1994) cite that a possible way to eliminate the gases emissions in the current engines would be the substitution of the internal combustion engines by electric engines. Another way to minimize the gases emissions is the use of regenerative braking systems.

In the braking moment of the vehicle, two thermodynamic processes are observed, as cited by Wicks and Donnelly (1997). The first thermodynamic process consists in the friction, in which the ordered energy of the vehicle is converted into disordered thermal energy in the brakes. This results in the temperature increasing of the brakes during the braking process. The second thermodynamic process consists in the heat transfer from the brakes to the environment. Then, as observed by Wicks and Donnelly (1997), there are irreversible exergy from the vehicle to the environment during the braking process. The regenerative braking systems work in the reutilization concept of part of the energy that would be wasted to the environment in the moment of the vehicle braking. Then, such energy can be reutilized later, minimizing the fuel consumption. Normally, the regenerative braking systems are applied in electric vehicles. These have already made use of an electric engine that can work in the opposite direction as a generator, as cited by Schaible and Szabados (1994). In this process, a torque is supplied to the generator, converting mechanical energy (deriving from the axle movement) into electric energy that is stored in batteries.

There are cases where the regenerative braking system is applied in conventional vehicles endowed of internal combustion engines. Chicurel (1999) cites an example of the use of a combined regenerative-dissipative braking system with a hydro-pneumatic accumulator. In this case the hydro-pneumatic accumulator executes the function of the batteries, storing energy in the form of pressurized fluid, to be used later.

### 4. Potential of energy regeneration in the vehicle braking

For the study of the available energy for regeneration, it was adopted two cycles of conduction: a cycle specified according the standard ABNT NBR 6601 with duration of 1370s (for passenger light vehicles) and a linear unacceleration from 40km/h – 0km/h @ 5s (passengers and commercial vehicles). The basic data of the vehicles, needed for the available energy simulation, is presented in the Tab. (1) (Itao, 2005).

Table 1 – Basic data for the simulation of the energetic regeneration potential

Vehicle Class	Vehicle Model	Mass <i>m</i> (kg)	Aerodynamic Drag Coefficient <i>C<sub>d</sub></i> (-)	Vehicle frontal projected Area <i>A<sub>f</sub></i> (m <sup>2</sup> )	Tire pressure <i>P<sub>tires</sub></i> (psi)
Passenger Vehicles	Chevrolet Celta 1.0L 2P	834	0.34*	~ 1.7	~ 28
	Fiat Mille Fire Flex 1.0L 2P	810			
	Ford Ka 1.0L 2P	910			
	Volkswagen Gol Total Flex 1.0L 2P	861			
	<b>Value adopted**</b>	<b>854</b>			
Commercial Vehicles	Scania R360 4x2	7227	0.90*	~ 7.4	> 50
	Volkswagen 18310 Titan 4x2	6163			
	Volvo FH12 4x2	7100			
	<b>Value adopted**</b>	<b>6830</b>			
Commercial Vehicle with a 15 ton. Trailer	<b>Value adopted</b>	<b>21830</b>	<b>0.70*</b>	<b>~ 7.0</b>	<b>&gt; 50</b>

\* *C<sub>d</sub>* estimated data according Götz e Mayr (1998).

\*\* Weight value data was adopted based in the average value of the analysed vehicles.

For the energetic regeneration calculation, the energy balance was applied to the vehicle, as showed in the Eq. (1).

$$\frac{1}{2}.m.(v_2^2 - v_1^2) + m.g.(Z_2 - Z_1) + \Delta U_{vehicle} = Q - \left[ \int_{v_1}^{v_2} \int_{s_1}^{s_2} (R_R + R_a + R_\alpha + R_E).dv.ds \right] \quad (1)$$

Where *m* is the mass (kg), *v<sub>2</sub>* and *v<sub>1</sub>* are respectively the final and initial speed (m/s), *g* is the standard acceleration of gravity (9.81 m/s<sup>2</sup>), *Z<sub>2</sub>* and *Z<sub>1</sub>* are respectively the final and initial elevation (m),  $\Delta U_{vehicle}$  is the vehicle internal energy variation (J), *Q* is the heat (J), *R<sub>R</sub>* is the rolling drag (N), *R<sub>a</sub>* is the aerodynamic drag (N), *R<sub>α</sub>* is the ground inclination drag (N), *R<sub>E</sub>* is the gearing drag (N) and *s* is the space (m).

Some assumptions were adopted in this study:

- There is no potential energy variation (*Z<sub>2</sub>* – *Z<sub>1</sub>* = 0) and the vehicle is running on a plane (*R<sub>α</sub>* = 0);
- There is no vehicle internal energy variation ( $\Delta U = 0$ );
- During the braking process the vehicle is out of gear (*R<sub>E</sub>* = 0).

Applying the previous assumptions to Eq. (1), it results in Eq. (2), where *E<sub>liq</sub>* is the net energy available for regeneration (J):

$$E_{liq} = Q = \frac{1}{2}.m.(v_2^2 - v_1^2) - \left[ \int_{v_1}^{v_2} \int_{s_1}^{s_2} (R_R + R_a).dv.ds \right] \quad (2)$$

With  $R_a$  and  $R_R$  can be obtained applying the Eq. (3), Eq. (4) and Eq. (5), presented by Gillespie (1992):

$$R_a = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v^2 \cdot C_d \cdot A_f \tag{3}$$

$$R_R = f_r \cdot m \cdot g \tag{4}$$

$$f_r = f_0 + 3.24 \cdot f_s \cdot (v/100)^{2.5} \tag{5}$$

Where  $\rho$  is the air density ( $\text{kg/m}^3$ ),  $C_D$  is the aerodynamic drag coefficient (-),  $A_f$  is the vehicle frontal projected area ( $\text{m}^2$ ),  $f_r$  is the global rolling coefficient (-),  $f_0$  is the speed rolling coefficient (-) and  $f_s$  is the basic rolling coefficient (-).

The coefficients  $f_r$  and  $f_0$  can be found according to Fig. (3), presented by Gillespie (1992).

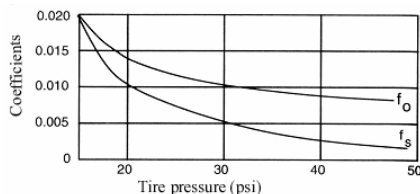


Figure 3. Rolling coefficients (Gillespie, 1992)

Solving the Eq. (2) with the conduction cycles data, it was obtained the results presented in the Fig. (4) and Fig. (5).

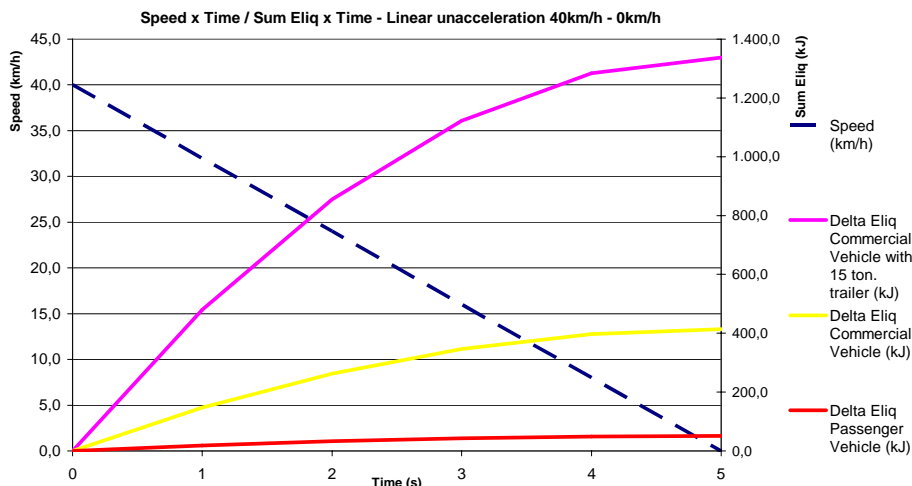


Figure 4. Speed variation and evolution of the available accumulated liquid energy as a function of the time (linear unacceleration cycle)

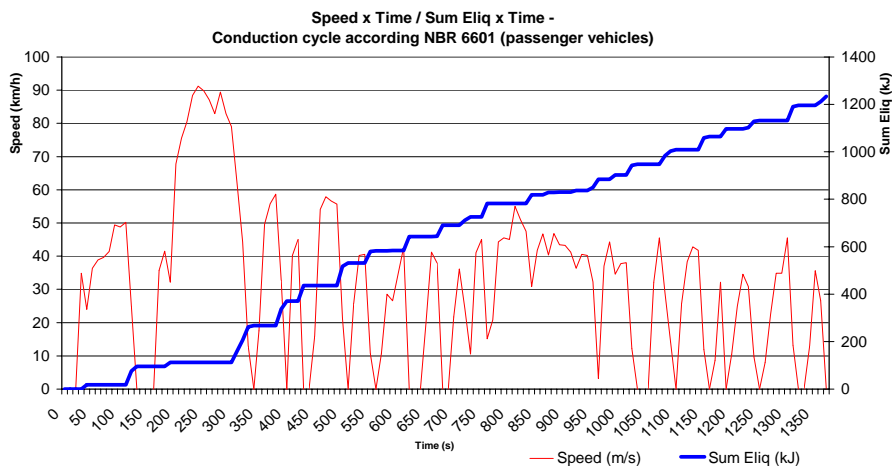


Figure 5. Speed variation and evolution of the available accumulated liquid energy as a function of the time (NBR 6601 cycle)



## 5. Study of an air conditioning system based on the application of vortex tubes and energetic regeneration

### 5.1. Operation philosophy

According to Cockerill (1998), the operation of a vortex tube becomes only possible, if the system has some basic components: air compressor, vortex tube and pipes.

In automobiles, the energy necessary for the operation of the compressor can be obtained through diverse sources, such as electric energy obtained through the vehicle alternator or kinetic energy obtained from the engine of internal combustion. A pneumatic accumulator can be added to the system, with the objective to supply an air reserve, making possible the system operation when the compressor is not operating.

In a conventional automotive air conditioning system, the cooling fluid compressor is driven by the internal combustion engine. Such philosophy naturally causes a fuel consumption increasing: the engine must burn fuel to vehicle's motion and to the operation of the conventional air conditioning system.

However, as presented previously, there is a potential reuse from the kinetic energy that is wasted to the environment in the vehicle braking process. An optimized compressor operation hypothesis consists in the reuse of such kinetic energy, minimizing the energy consumption of the internal combustion engine.

To allow the maximum energy recovering, it's recommendable to apply some energy accumulation device. Taking into account that the vortex tube operates only with the application of compressed air, a proposal would be the air compressor operation through the kinetic energy that would be rejected as heat during the vehicle braking process. In this case, the application of a device that transfers the vehicle kinetic energy, from the transmission to the compressor (only in the vehicle braking action), becomes necessary.

In this way, the system would be composed of the following components: air compressor, pipes, pneumatic accumulator for air storage, vortex tube that supplies hot air and cold air, internal combustion engine, engine transmission, clutch of the regenerative system (transmission), clutch of the regenerative system (engine), belts and tires.

When the air conditioning system is operating without energetic regeneration, the vortex tube will consume the compressed air of the pneumatic accumulator. Naturally, the consumption of air will lead to the emptying of the pneumatic accumulator, causing a pressure drop of the same. In this case, the compressor must receive kinetic energy from the vehicle engine, inevitably resulting in an additional fuel consumption.

Then, it is possible to identify three system operation modes. In order to simplify the understanding, Fig. (6) presents a flowchart with such operation modes

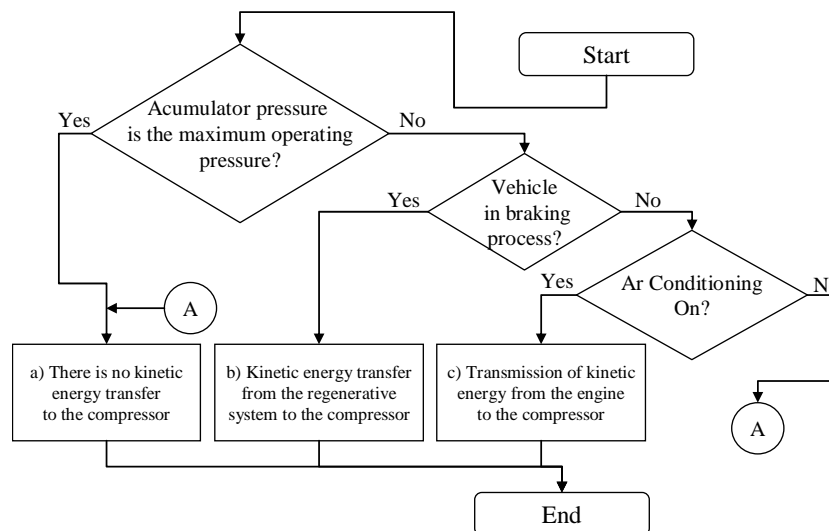


Figure 6. Operation modes flowchart of the air conditioning system with application of vortex tubes and energy regeneration

In order to assist the system operation in these modes, it is necessary the addition of sensors and modules. The new system becomes composed as described in the Fig. (7): air compressor (1), pipes (2), pneumatic accumulator (3), vortex tube (4) that supplies hot air (5) and cold air (6), internal combustion engine (7), engine transmission (8), clutch of the regenerative system (transmission) (9), clutch of the regenerative system (engine) (10), belts (11), tires (12), brake pedal module (13), engine ECU (14), air conditioning ECU (15), pressure sensor (16) and valve (17).

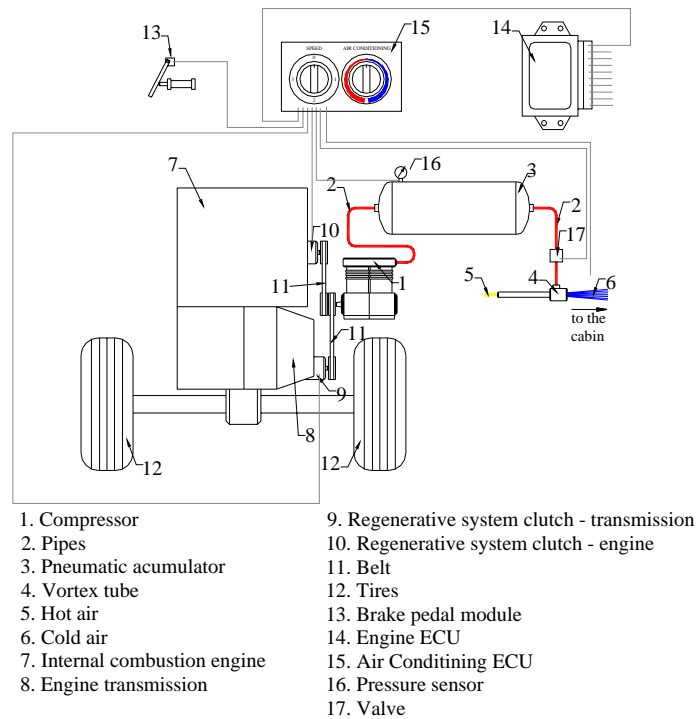


Figure 7. Proposal of air conditioning system with the application of vortex tubes and energy regeneration (with sensors)

In the sequence, it will be analysed the function of the system components for each operation mode, described in Fig. (7):

a) No energy transfer to the compressor: this operation mode occurs basically when the pneumatic accumulator is in the full capacity (maximum operation pressure). In this situation, in the braking moment, there will not be the functioning of the regenerative system, that would transfer kinetic energy of the transmission of the vehicle to the compressor. This is possible because a pressure sensor (16) sends a signal to the air conditioning ECU, that sends a signal to clutches (9) and (10). The clutches do not allow the kinetic energy transfer through the belt movement (11) to the compressor (1).

b) Energy transfer from the regenerative system to the compressor: this operation mode occurs during the vehicle braking process, since the pneumatic accumulator is not in the full capacity (maximum operation pressure). In this case, the vehicle braking is identified through a sensor located in the pedal brake module (13), that sends a signal to the air conditioning module (15) and re-sends a signal to the clutch of the regenerative system (9), driving the kinetic energy transfer to the compressor. When the clutch of the transmission is in operation, the clutch of engine (10) will not be in operation. When the pressure sensor (16) identifies the maximum operation pressure, a signal is sent to the air conditioning ECU Conditioning Air (15) that forward the signal to the transmission clutch of the regenerative system (9), disactivating it.

c) Energy transfer from engine to the compressor: this operation mode occurs when the air conditioning system is turned on and the vehicle is not in braking process. In this case, air conditioning system ECU (15) receives the information from the brake pedal module (13) indicating that the vehicle is not in braking process. In parallel, the air conditioning system ECU (15) verifies if the air conditioning system is turned on: in affirmative case, the air conditioning system ECU (15) sends a signal to the engine clutch (10), allowing the kinetic energy transfer from the engine (7) to the compressor (1), through the belts (11). With this kinetic energy transfer from the engine to the compressor there is a kinetic energy deficit for the vehicle propulsion: then the air conditioning system ECU (15) sends a signal to the engine ECU (14) allowing a load compensation for the engine.

The air flow supplied to the cabin is controlled through a valve (17) located in the air line pipe between the pneumatic accumulator and the vortex tube. This valve has the function of the air compressed flow control and must be piloted, so that the air conditioning ECU can command its opening or closing as needed.

The air flow temperature control is executed through the joined control of the compressed air flow and a fan module air flow. A reduction in the compressed air flow that is supplied to the vortex tube will cause the reduction of the cold air flow. Then, it is necessary to compensate the reduction of the outflow and temperature control: an additional air flow (ambient temperature) is supplied through the module fan and mixed with the cold air flow, obtaining a final air flow in the desired temperature.

## 5.2. Components Selection

### 5.2.1. Vortex tubes

Initially, in order to establish the necessities of the system, it was necessary to obtain the thermal load. Based on an external temperature of 311K, temperature of the evaporator of 283K, relative humidity in the external environment of 40%, relative humidity in the evaporator of 100% and air flow rate of 0.1285 kg/s (Forrest and Bhatti, 2002), it was obtained a thermal load of 1.6 TR.

As presented by Stephan et al. (1983), the temperature variation of the cold air, supplied by the vortex tube, depends on the cold air flow ratio. Tab. (2) presents the temperature variation of the cold air flow as a function of cold air ratio and vortex tube operation pressure, according Itao (2005).

Table 2 – Temperature drop of the cold air flow in function of the cold air flow ratio in Vortex Tubes

Vortex tube Inlet air pressure (p <sub>0</sub> )	Cold air flow ratio (y <sub>c</sub> )						
	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
kPa	ΔK	ΔK	ΔK	ΔK	ΔK	ΔK	ΔK
138	34.4	33.3	31.1	28.3	24.4	20.0	15.6
276	48.9	47.2	44.4	40.6	35.0	28.9	21.1
414	57.8	55.6	51.7	46.7	40.6	33.3	25.6
552	63.9	61.1	56.7	51.1	44.4	36.7	27.8
689	68.3	65.6	61.1	55.6	47.8	39.4	30.0
827	71.7	68.9	64.4	57.8	50.6	41.1	30.6

Once a high cold air flow ratios result in low temperature variations and intermediate cold air flow ratios result in higher temperature variations, it is necessary to analyze the best combination that results in the optimum performance of the system. Figure (8) presents a graph of the operation pressure versus the cold air flow ratio necessary to obtain temperature variation of 28K.

With the results presented in Fig. (8), it was calculated the necessary inlet vortex tube air flow, that is presented in Tab. (3).

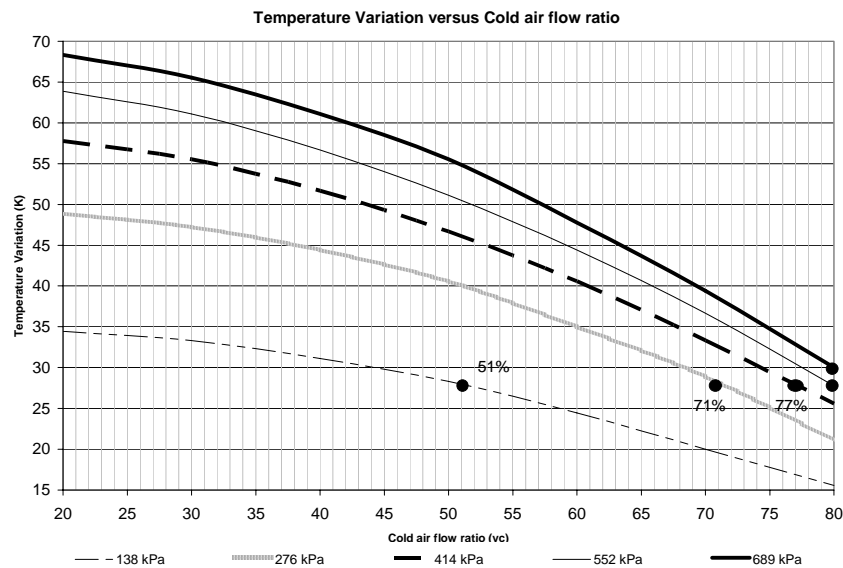


Figure 8. Variation of Temperature in function of the cold air flow ratio

Table 3 – Necessary inlet air flow for diverse vortex tubes operation pressures

Inlet vortex tube air pressure	Cold air flow ratio	Inlet volumetric air flow required	Inlet air flow rate required
p <sub>0</sub> (kPa)	y <sub>c</sub> (-)	$\dot{V}_{req}$ (m <sup>3</sup> /s)	$\dot{m}_{req}$ (kg/s)
138	0.51	0.176	0.216
276	0.71	0.127	0.155
414	0.77	0.117	0.143
552	0.80	0.113	0.138
689	0.80	0.113	0.138

\*ρ<sub>air</sub> = 1.225 kg/m<sup>3</sup>

The selection of the vortex tube is closely related to the compressor and air reservoir. Modifying the operation pressure of the vortex tube, the required power for the air compression is also modified. Then, it is necessary to analyze the compression power for each condition presented in Fig. (6). Brown (1997) presents the equations for the required theoretical power calculation:

$$\dot{W}_{compressor} = \frac{p_1 \dot{V}_{req}}{\eta_{compressor}} \cdot \frac{k}{k-1} \left( r_p^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1 \right) \quad (6)$$

$$r_p = p_2 / p_1 \quad (7)$$

Where  $\dot{W}_{compressor}$  is the theoretical required compressor power (kW),  $\dot{V}_{req}$  is the inlet volumetric air flow required ( $m^3/s$ ),  $\eta_{compressor}$  is the compressor efficiency (-),  $k$  is the specific heat ratio (-),  $r_p$  is the pressure ratio (-),  $p_1$  is the compressor inlet air pressure (kPa) and  $p_2$  is the compressor outlet air pressure (kPa).

Using the data obtained in Tab. (3) and applying in Eq. (2) and Eq. (3), it was obtained the required theoretical power, presented in the Tab. (4).

Table 4 – Required power for compression in diverse operation pressures

Compressor outlet air pressure	Compressor inlet air pressure	Cold air flow ratio	Inlet volumetric air flow required	Inlet air flow rate required	Pressure ratio	Specific heat ratio <sup>1</sup>	Compressor efficiency <sup>1</sup>	Theoretical required compressor power
$p_2$ (kPa)	$p_1$ (kPa)	$y_c$ (-)	$\dot{V}_{req}$ ( $m^3/s$ )	$\dot{m}_{req}$ (kg/s)	$r_p$ (-)	$k$ (-)	$\eta_{compressor}$ (-)	$\dot{W}_{COMPRESSOR}$ (kW)
140	101.3	0.51	0.176	0.216	1.4	1.395	0.73	8.6
280	101.3	0.71	0.127	0.155	2.8	1.395	0.81	19.0
410	101.3	0.77	0.117	0.143	4.1	1.395	0.84	24.5
550	101.3	0.80	0.113	0.138	5.5	1.395	0.85	29.4
690	101.3	0.80	0.113	0.138	6.9	1.395	0.84	34.9

<sup>1</sup> Brown (1997)

By analyzing the Tab. (4), it can be verified that although the operation pressure 140 kPa results in the necessity of a inlet air flow higher than the other operation pressures, the required power is the lowest. This can be explained observing Eq. (6), where the required power is not proportional to the pressure ratios.

Then, the operation of the vortex tube in the operation pressure of 140 kPa and cold air flow ratio of 51%, becomes the most viable hypothesis of configuration.

It must be pointed out that it is possible to select a higher amount of vortex tubes of inferior volumetric air flow: the selection is based on the criterion of the designer, to evaluate the best proposal of cost and benefit of the system.

The air leaves the vortex tube in high speed, hence high levels of noise are common around the vortex tube outlet. To minimize this inconvenience, it can be included devices as noise mufflers, that minimize the noise, or evaluate the positioning configuration of the system in the vehicle interior.

### 5.2.2. Pneumatic accumulator

Compressed Air and Gas Institute (2004), indicates that the pneumatic accumulators (air reservoirs) present diverse functions, such as: to compensate sudden consumptions that the compressor cannot supply momentary, to reduce the frequent necessity of the compressor load changes, to cushion the pulsations in the discharge tubing and to condense some humidity that can be present in the compressed air. In the studied application case, the pneumatic accumulator has to store compressed air, for the compressor use in the occasions of vehicle braking, when the regenerative system operates.

Compressed Air and Gas Institute (2004) still cites an equation that relates the reservoir volume, with the necessary time until the operation pressure reach a minimum level, that affects the performance of the system:

$$t = V_{reserv} \cdot \frac{p_{max} - p_{min}}{\dot{V}_{req} \cdot p_{atm}} \cdot 60 \quad (8)$$

Where  $t$  is the discharge time (s),  $V_{reserv}$  is the reservoir total volume ( $m^3$ ),  $p_{max}$  is the maximum reservoir pressure (kPa),  $p_{min}$  is the minimum reservoir pressure (kPa) and  $p_{atm}$  is the atmospheric pressure (kPa).

The selection of the reservoir volume, as well its maximum operation pressure, is closely related to the compressor capacity. For the current case, as established before, a minimum pressure of operation (equivalent to 140 kPa) is necessary, so that the desired temperature variation is reached (28K). Moreover, when the air conditioning system operates in full load, it is necessary a volumetric outlet flow of 0.176  $m^3/s$ . Then, with these data, it is possible to

simulate the time of discharge, the maximum operation pressure and the necessary volume, using the Eq. (8). This analysis is presented in Tab. (5).

From Tab. (5), it is verified that the discharge time increases the bigger the reservoir volume or the bigger the maximum storage pressure. The existence of a long discharge time is interesting, however this causes some consequences:

a) Usually, the passenger vehicles do not have much available space. Thus, having a greater air reservoir volume would increase the mass of the vehicle minimizing its performance.

b) A higher maximum operation pressure results in a necessity of bigger compression work. So, operating in the operation mode that transfers kinetic energy from the engine to the compressor, there will be a fuel consumption increasing.

Then, based on the presented analysis, the application viability of the system for passenger vehicles is low, mainly because of the available space in the vehicle.

The application viability is greater in commercial vehicles that have a bigger available space. For this application, a proposal is the use of a 0.8 m<sup>3</sup> air reservoir with a maximum operation pressure of 800kPa, that it constitutes a half term between available space and pressure of operation. Consulting the Tab. (5), it can be verified that this configuration requires a discharge time of 30s. This means that the air conditioning system can operate in maximum load (without the compressor driving) during 30s, if the reservoir pressure in the operation beginning is equivalent to 800 kPa.

Table 5 – Discharging time as a function of the reservoir volume for diverse operation pressures

Reservoir total volume	Maximum reservoir pressure	Minimum reservoir pressure	Inlet volumetric air flow required	Atmospheric pressure	Discharge Time	Discharge Time	Reservoir total volume	Maximum reservoir pressure	Minimum reservoir pressure	Inlet volumetric air flow required	Atmospheric pressure	Discharge Time	Discharge Time
$V_{reserv}$ (m <sup>3</sup> )	$P_{max}$ (kPa)	$P_{min}$ (kPa)	$\dot{V}_{req}$ (m <sup>3</sup> /s)	$P_{atm}$ (kPa)	$t$ (s)	$t$ (min)	$V_{reserv}$ (m <sup>3</sup> )	$P_{max}$ (kPa)	$P_{min}$ (kPa)	$\dot{V}_{req}$ (m <sup>3</sup> /s)	$P_{atm}$ (kPa)	$t$ (s)	$t$ (min)
2.0	200	140	0.176	101.3	7	<b>0.11</b>	0.8	200	140	0.176	101.3	3	<b>0.04</b>
2.0	500	140	0.176	101.3	40	<b>0.67</b>	0.8	500	140	0.176	101.3	16	<b>0.27</b>
2.0	800	140	0.176	101.3	74	<b>1.23</b>	0.8	800	140	0.176	101.3	30	<b>0.49</b>
2.0	1000	140	0.176	101.3	96	<b>1.61</b>	0.8	1000	140	0.176	101.3	39	<b>0.64</b>
2.0	2000	140	0.176	101.3	209	<b>3.48</b>	0.8	2000	140	0.176	101.3	83	<b>1.39</b>
1.0	200	140	0.176	101.3	3	<b>0.06</b>	0.5	200	140	0.176	101.3	2	<b>0.03</b>
1.0	500	140	0.176	101.3	20	<b>0.34</b>	0.5	500	140	0.176	101.3	10	<b>0.17</b>
1.0	800	140	0.176	101.3	37	<b>0.62</b>	0.5	800	140	0.176	101.3	19	<b>0.31</b>
1.0	1000	140	0.176	101.3	48	<b>0.80</b>	0.5	1000	140	0.176	101.3	24	<b>0.40</b>
1.0	2000	140	0.176	101.3	104	<b>1.74</b>	0.5	2000	140	0.176	101.3	52	<b>0.87</b>

### 5.2.3. Air compressor

Nowadays, there are many compressor types, available in the market. Compressed Air and Gas Institute (2004) cites several of them. Their uses are related to some variables, as the discharge pressure and admission capacity.

In the operation mode of the regenerative system, the compressor must operate until a maximum pressure of 800 kPa and a maximum volumetric air flow of 0.176 m<sup>3</sup>/s. In order to obtain the necessary power for the maximum pressure of operation, it was applied the Eq. (6). The results are presented in Tab. (6).

Table 6 – Necessary power in function of the operation pressure

Compressed outlet air pressure	Compressed inlet air pressure	Inlet volumetric air flow required	Inlet air flow rate required	Pressure ratio	Specific heat ratio <sup>1</sup>	Compressor efficiency <sup>1</sup>	Theoretical required compressor power
$P_2$ (kPa)	$P_1$ (kPa)	$\dot{V}_{req}$ (m <sup>3</sup> /s)	$\dot{m}_{req}$ (kg/s)	$r_p$ (-)	$k$ (-)	$\eta_{compressor}$ (-)	$\dot{W}_{COMPRESSOR}$ (kW)
200	101.3	0.176	0.216	2.0	1.395	0.73	18.8
300	101.3	0.176	0.216	3.0	1.395	0.73	31.6
400	101.3	0.176	0.216	4.0	1.395	0.73	41.6
500	101.3	0.176	0.216	5.0	1.395	0.73	49.9
600	101.3	0.176	0.216	6.0	1.395	0.73	57.2
700	101.3	0.176	0.216	7.0	1.395	0.73	63.6
800	101.3	0.176	0.216	8.0	1.395	0.73	69.4

<sup>1</sup> Brown (1997)

Analyzing the Tab. (6), it can be verified the necessity of high compression power, for the outlet air pressure conditions. This demonstrates the necessity of high regeneration powers.

It is also necessary to point out the necessity of a heat exchanger that minimizes the air temperature in the compressor outlet. The air, as cites Compressed Air and Gas Institute (2004), suffers a temperature rise during the compression process. A hot air inlet in the vortex tube must be prevented, because the cold air flow temperature will be higher in this condition.

### 5.3. Viability analysis (point of view of energy regeneration)

The energy regeneration data for commercial vehicles and passenger vehicles in 2 operation cycles have already been presented previously. In order to compare the regeneration data with the energy needs for compression, it was created Tab. (7).

Comparing the necessary compression power with the available regeneration power, it can be concluded that by the point of view of compression power, it is viable only the application in commercial vehicles (mainly in the condition with trailer). Although, even in commercial vehicle without a trailer, it is possible to obtain the necessary power to supply the maximum compression power.

In the case of commercial vehicle with trailer, because of the higher available power for regeneration, compressors of higher capacity could be used optimizing the air volume storage. However, the increase of volume and weight of the compressor must be carefully considered: these variables can invalidate the project.

Table 7 – Available regeneration power versus necessary compression power

Vehicle	Cycle	Time (s)	Available energy (kJ)	Available power for regeneration (kW)	Maximum required compression power (kW)
Passenger vehicle	NBR 6601	1370	1234	~ 0.90	69.4
Passenger vehicle	40-0 km/h	5	52	~ 10.4	69.4
Commercial vehicle without trailer (15ton.)	40-0 km/h	5	413	~ 82.6	69.4
Commercial vehicle with trailer (15ton.)	40-0 km/h	5	1337	~ 267.4	69.4

Adopting the hypothesis that a conventional air conditioning system needs a minimum power of 3.0 kW for its operation, the fuel consumption economy for a commercial vehicle (engine power equivalent to 200kW) using the concept of energy regeneration, can exceed 5%. This can be possible if the regenerative system also integrates the pneumatic system for the air brakes and suspension.

## 6. Conclusions

Since prior projects of automotive air conditioning systems, many advances have been reached optimizing the functioning and the efficiency of such system. However, there are still some difficulties present nowadays (for an example the difficulty of homogeneous climatization in the vehicle cabin).

Then the research of alternative climatization ways is interesting and necessary. A possibility that was studied in this work is the application of the vortex tube to the vehicle climatization. To the vortex tube operation, it was added an air compression system, that can reutilize the movement of the vehicle axle during the braking process, storing compressed air for future use. Moreover, it was foreseen the operation of the air compressor with kinetic energy proceeding from the internal combustion engine. This happens when there is not possibility of the regenerative system operation. Such configuration philosophy allows the possibility of the vortex tube operation, even in the condition of engine off. In this case, the system operates until the air reservoir reaches a minimum operation pressure.

Based on the sizing data of conventional air conditioning systems for passenger vehicles, it was obtained a necessary thermal load, equivalent to 1.6 TR. Utilizing the data of a cold air flow of 0.090 m<sup>3</sup>/s and a temperature differential of 28K, it was executed a first-sizing of the operation pressure and of the cold air ratio (important variables for the vortex tube performance). The results have shown a minimum air compression power consumption, when using a cold air flow ratio of 51% and an operation pressure of 140 kPa.

As mentioned previously, the operation pressure can determine the viability or not of the system. A high operation pressure demands a high air compression power. The results have shown that a low operation pressure of the vortex tube, even with the necessity of the increasing in the compressed air flow supplying, makes possible the necessity of a lower compression power (8.6 kW).

The comparison between the regeneration power data and compression power data has shown the viability of the application of the system only for commercial vehicles. There are many limitations for the application in passenger vehicles.

The main limitation is related to the lower available energy for regeneration, that is not enough for the vortex tube air conditioning system driving.

The second limitation is related to the air reservoir. For the studied system, it was selected a compressed air reservoir volume of 0.8 m<sup>3</sup>. Converting this volume in linear dimensions, it would be necessary about 4 air reservoirs with 0.60m of diameter and 0.70m of length, making impracticable the application of the system for passenger vehicles, due to the space and weight limitation.

The third limitation is related to the compressor. The application of an air compressor, that can compress a high air flow ( $0.176 \text{ m}^3/\text{s}$ ), is impracticable in passenger vehicles due to the space and weight limitation.

In commercial vehicles, the viability application is higher, due to higher mass and the higher available space. If the commercial vehicle is equipped with a braking pneumatic system and/or an air suspension, the air conditioning system with regeneration could be integrated with the pneumatic system in order to optimize the project.

The sizing of the system that controls the transfer of the kinetic energy from vehicle axle to the compressor must be carefully executed, so that the deceleration does not impair the control of the vehicle. For commercial vehicles that have superior mass (commercial vehicle with tow) this effect is lower, however must be taken into account.

The present work did not deal with the complete sizing of all the components, because it was not the objective of this study. Then, it is suggested for future studies of this subject, the analysis and detailed sizing of the components, as well the energy regenerative system control.

## 7. Acknowledgement

This paper was based on a previous master thesis about this same theme. The authors would like to thank Mr. Gary Gunkel and Mr. Neal Raker from EXAIR Corporation, that have authorized the utilization of their vortex tubes data in the master thesis study.

## 8. References

- ABNT, 2001. "Veículos rodoviários automotivos leves – Determinação de hidrocarbonetos, monóxido de carbono, óxidos de nitrogênio e dióxido de carbono nos gás de escapamento", Norma Técnica ABNT, Rio de Janeiro, 2001, 29p.
- Ahlborn et al., 1994, "Limits of temperature separation in a vortex tube", *Journal of Physics D: Applied Physics*, Vol. 27, pp 480-488.
- Ahlborn, B., Camire, J., Keller, J., 1996, "Low pressure vortex tubes", *Journal of Physics D: Applied Physics*, Vol. 29, pp 1469-1472.
- Brown, R., 1997, "Compressors: selection and sizing", 2.ed. Gulf Publishing Company, Houston.
- Chicurel, R, 1999, "A compromise solution for energy recovery in vehicle braking", *Energy*, Vol. 24, pp 1029-1034.
- Cikanek, S. and Bailey, K, 2002, "Regenerative braking system for a hybrid electric vehicle", *Proceedings of the American Control Conference*, Anchorage, USA, pp. 3129-3134.
- Cockerill, T., 1998, "Fluid mechanics and thermodynamics of a Ranque-Hilsch vortex tubes", 294p. Master Thesis, University of Cambridge, Cambridge, UK.
- Compressed Air and Gas Institute, 2004, "Manual de ar comprimido e gases", Pearson Prentice Hall, São Paulo.
- Forrest, W. and Bhatti, M., 2002, "Energy efficient automotive air conditioning system". SAE 2002 World Congress, Progress in Climate Control Technologies, Detroit, USA.
- Gillespie, T., 1992, "Fundamentals of vehicle dynamics", Society of Automotive Engineers Inc., Warrendale, USA.
- Götz, H. and Mayr, G. "Commercial Vehicles". In: HUCHO, W. Aerodynamics of road vehicles: from fluid mechanics to vehicle engineering. 4 Ed. Warrendale: SAE, 1998.
- Hilsch, R., 1946, "Die Expansion von Gasen im Zentrifugalfeld als Kälteprozess", *Z. Naturforschung*, 1, 208-214.
- Itao, 2005, "Estudo de um Sistema Alternativo de Ar Condicionado Automotivo baseado na aplicação de Tubos de Vórtices utilizando o conceito de Regeneração Energética". 2005. 113 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Mestrado Profissionalizante), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Kaynakli, O. and Horuz, I., 2003, "An experimental analysis of automotive air conditioning system", *International community of heat and mass transfer*, vol. 30, n.2, p. 273-284.
- Kurosaka, M., 1982, "Acoustic streaming in swirling flow and the Ranque-Hilsch (vortex-tube) effect", *Journal of fluid Mechanics*, vol. 124, p. 139-172.
- Pengelly, C., 1957, "Flow in a viscous vortex". *Journal of Applied Physics*, vol. 28, n. 1, p. 86-92.
- Piralishvili, S. and Polyayev, V., 1996, "Flow and thermodynamic characteristics of energy separation in a double-circuit vortex tube – an experimental investigation", *Experimental Thermal and Fluid Science*, Vol. 12, p. 399-410, New York, USA.
- Ranque, G., 1933, "Expériences sur la détente giratoire avec productions simultanées d'un échappement d'air chaud et d'un échappement d'air froid", *Journal de Physique et de la Radium*, IV, p.112-114.
- Saidi, M. and Yazdi, M., 1999, "Exergy model of a vortex tube system with experimental results", *Energy*, vol. 24, p. 625-632.
- Saidi, M. and Valipour, M., 2003, "Experimental modeling of vortex tube refrigerator", *Applied Thermal Engineering*, vol. 23, p. 1971-1980.
- Schaible, U. and Szabados, B., 1994, "A torque controlled high speed flywheel energy storage system for peak power transfer in electric vehicles", *Industry applications society annual meeting, IEEE*, p. 435-442, [S.l.].
- Sibulkin, M., 1962, "Unsteady, viscous, circular flow: part 3 application to the ranque-hilsch vortex tube", *Journal of Fluid Mechanics*, vol. 12, p. 269-293.

- Soni, Y. and Thomson, W., 1975, "Optimal design of the ranque-hilsch vortex tube", *Journal of heat transfer: transactions of ASME*, vol. 97, n. 2, p 316-317.
- Stephan et al., 1983, "An investigation of energy separation in a vortex tube", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 26, n. 3, p. 341-348.
- Stephan et al., 1984, "A similarity relation for energy separation in a vortex tube". *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 27, n. 6, p. 911-920.
- Takahama, H. and Yokosawa, H., 1981, "Energy separation in vortex tubes with a divergent chamber". *Journal of heat transfer: transactions of ASME*, vol. 103, p. 196-203.
- Tribess, a., 2004, "Comforto Térmico em veículos automotivos". Apostila do curso de mestrado profissionalizante em engenharia automotiva. EPUSP, São paulo.
- Wicks, F. and Donnelly, K., 1997, "Modeling regenerative braking and storage for vehicles", *IECEC-97 Proceedings of the 32nd intersociety*, pp. 2030-2035, Honolulu.



# ESTUDO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO (POTÊNCIA ELÉTRICA E REFRIGERAÇÃO) OPERANDO COM DOIS MOTORES TÉRMICOS DISTINTOS

## Yipsy Roque Benito

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea  
22453-900 Rio de Janeiro, RJ - Brasil  
gipsyrb@mec.puc-rio.br

## José Viriato Coelho Vargas

Universidade Federal do Paraná, Departamento de Engenharia Mecânica  
Caixa Postal 19011  
81531-990 Curitiba, PR - Brasil  
jvargas@demec.ufpr.br

## José Alberto Reis Parise

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea  
22453-900 Rio de Janeiro, RJ - Brasil  
parise@mec.puc-rio.br

**Resumo.** A análise de um sistema térmico complexo, com a geração de diversos produtos energéticos a partir de uma única fonte de combustível (por exemplo, no presente trabalho, potência elétrica e de refrigeração, com dois motores térmicos movidos a gás natural) requer a busca do esquema de produção mais eficiente do ponto de vista energético. Para tal, devem ser consideradas, para cada carga demandada de potência e de refrigeração, as eficiências de cada componente, a razão entre as demandas de refrigeração e potência elétrica e a distribuição de potência entre os motores primários. O presente trabalho apresenta as equações principais para o balanço energético de um sistema de cogeração operando com dois motores térmicos distintos e em paralelo (turbina a gás e motor de combustão interna, ambos utilizando gás natural como combustível), um “chiller” de absorção, acionado a partir de calor de rejeito dos motores térmicos, e um “chiller” de compressão de vapor auxiliar. Foi aplicada a equação de conservação de energia para cada um dos volumes de controle que compõem o sistema. Foram estudados três possíveis casos, definidos a partir as relações entre demanda e produção de frio. Como resultado, foram obtidas curvas características de comportamento que permitem determinar os maiores valores de eficiência global (Relação de Conversão de Energia) em função: (i) da razão entre as demandas de refrigeração e de potência elétrica; (ii) da razão de distribuição de geração de eletricidade entre os dois motores térmicos; e (iii) da razão de carga parcial de cada um deles. O sistema de equações resultante foi resolvido pelo software EES (Engineering Equation Solver).

*Palavras chave:* Cogeração, Refrigeração, Conversão de energia

## 1. Introdução

### 1.1. Cogeração

O objetivo de um sistema de cogeração é produzir eletricidade de maneira que se utilize a maior parte da energia contida num combustível, em lugar de uma pequena fração da mesma. Define-se como cogeração a produção simultânea de energia elétrica e de energia térmica útil, a partir de uma mesma fonte primária (Sala Lizárraga, 1994). Emprega-se o termo “Sistema de Energia Total” para definir uma planta de cogeração que, em funcionamento normal, esteja isolada da rede elétrica. Assim, a planta provê a totalidade da demanda elétrica e opera acompanhando a carga elétrica demandada. O calor de rejeito, recuperado dos motores térmicos, pode ser considerado como um subproduto energético, sendo utilizado para fins diversos, tais como o aquecimento de um fluido ou a produção de água gelada, a partir um sistema de refrigeração por absorção.

### 1.2. Objetivo

Dado um esquema de cogeração com dois possíveis motores térmicos, com o objetivo de atender a demandas variáveis de potência elétrica e de frio, para determinada instalação industrial, busca-se determinar, para cada relação de demanda, as condições de operação que garantam o atendimento destes requerimentos com a melhor eficiência energética possível. Trata-se, portanto, de se balancear a relação calor de rejeito/potência, resultante do uso do motor térmico (ou da combinação dos dois motores) de modo a se obter a combinação mais eficiente para cada situação.

O estudo de um sistema de cogeração (potência elétrica e frio), envolvendo uma turbina a gás e um motor de combustão interna a gás, é o objetivo principal do presente trabalho. Determinar-se-ão os balanços energéticos de todos os componentes do sistema, de modo a se levantar curvas que permitirão encontrar os maiores valores de eficiência energética global para cada situação de operação e de demanda, curvas estas que se converterão em fatores de decisão na operação da planta.

### 1.3. Motores Térmicos e Sistemas de Cogeração

Abedin (2003) propõe, como método de balanço da razão calor/potência produzida, uma instalação de cogeração que permite alternar uma turbina a gás e um motor de combustão interna a gás, para atender às demandas de frio e eletricidade de um prédio com condicionamento central de ar, a partir de um *chiller* de absorção sob condições de carga parcial. A proposta baseia-se em uma afirmação implícita de que a turbina a gás é mais apropriada para operar a carga máxima, enquanto que o motor a combustão interna pode ser mais justificável economicamente para condições de cargas parciais.

Na cogeração vinculada a frigoríficos de absorção, para os setores terciário e residencial, a curva de demanda térmica caracteriza-se por apresentar um valor elevado durante poucas horas do ano e uma base de grande utilização com pouca demanda de calor. Com relação às turbinas a gás, geradores operando com motores a combustão interna apresentam uma menor relação calor rejeitado/ eletricidade produzida, assim como uma maior flexibilidade na modulação de seu funcionamento (Sala Lizárraga, 1994).

Segundo Spiewak e Weiss (1997), o valor relativamente baixo do rendimento térmico das turbinas a gás e a ausência de calor de resfriamento, aliados ao significativo excesso de ar na exaustão, necessário para assegurar uma temperatura aceitável na entrada do expensor, resulta em um importante conteúdo energético nos gases de escape e na possibilidade de se recuperar este calor residual. O funcionamento em carga parcial afeta a turbina a gás de duas maneiras: quando a carga diminui, o rendimento térmico também diminui, aumentando a relação [combustível usado/energia elétrica produzida], de forma que cada kWh produzido implica um maior consumo de combustível. Além disso, a temperatura e a vazão mássica dos gases de exaustão diminuem. Não obstante, este efeito é parcialmente compensado pelo aumento de calor residual, que se supõe resultante da diminuição do rendimento térmico. O resultado final da operação a carga parcial pode significar um aumento importante dos custos da eletricidade gerada.

Por seu lado, motores a combustão interna são de grande versatilidade e estão disponíveis no mercado em ampla faixa de potências. O rendimento a carga parcial permanece praticamente constante até 50% da carga e depois diminui drasticamente. Quando a carga diminui, a maior parte da energia do combustível vai para a água de resfriamento (Greene e Lucas, 1969).

Resumindo, a seleção do motor térmico mais apropriado a certa instalação é determinada pela razão entre calor e potência demandados. Da energia proveniente do combustível, a turbina a gás converte maior parte em calor, enquanto que o motor a combustão interna apresenta eficiência térmica superior, isto é, converte uma maior parcela de energia do combustível em potência. A determinação exata da razão calor/potência ótima para a operação a plena carga e a carga parcial, para a seleção do motor térmico, como função das demandas características de frio e potência, é passo crítico em qualquer estudo de viabilidade técnica e econômica, assim como na fase de projeto e operação de plantas cogradoras.

## 2. Descrição da planta

Estudar-se-á uma instalação cujo objetivo é atender a demandas simultâneas e variáveis de potência elétrica e refrigeração de uma indústria hipotética. Devido às variações da relação potência/calor da demanda, idealizou-se um esquema que permite a flexibilidade operacional com os máximos valores de eficiência, isto é, com dois motores primários que podem alternar ou compartilhar o funcionamento.

A planta produtora, esquematizada na Fig.1, consiste de uma turbina a gás e de um motor de combustão interna a gás, acoplados a geradores elétricos. O frio é produzido, fundamentalmente, por um *chiller* de absorção que tem como fontes de calor os gases de exaustão dos motores térmicos. A capacidade total elétrica requerida pode ser compartilhada entre ambos os motores. E a flexibilidade de operação é garantida com a combinação ótima dos motores térmicos, para cada valor entre potência elétrica e potência frigorífica. Quando a demanda de frio supera a potência frigorífica produzida pelo *chiller* de absorção, utiliza-se um *chiller* suplementar de compressão de vapor, o qual consome parte da energia elétrica produzida pelos geradores.

Na Fig. 1,  $\dot{W}$  é potência elétrica,  $\dot{Q}$  é taxa de transferência de calor,  $\dot{F}$ , a taxa de fornecimento de energia através do combustível, COP, o coeficiente de desempenho do *chiller*,  $\lambda$ , a razão da eletricidade gerada pela turbina relativa à demanda total,  $\eta$ , a eficiência térmica de um motor térmico,  $\beta$ , a razão de distribuição de produção de frio entre os *chillers* de absorção e de compressão de vapor, e  $(1-\alpha)$  é a eficiência de recuperação de calor de rejeito do motor térmico. Os subíndices foram utilizados de acordo com a seguinte convenção: GT, turbina a gás; GE, motor a combustão interna; AC, *chiller* de absorção; VC, *chiller* de compressão de vapor; DE, demanda; SUM, sumidouro de

frio (excesso de água gelada). Nos fluxos de energia térmica,  $\dot{Q}_c$  refere-se à taxa de calor retirado (i.e., taxa de produção de frio ou potência frigorífica),  $\dot{Q}_i$ , à taxa de calor de rejeito não aproveitado e  $\dot{Q}_w$ , à taxa de calor rejeitado.

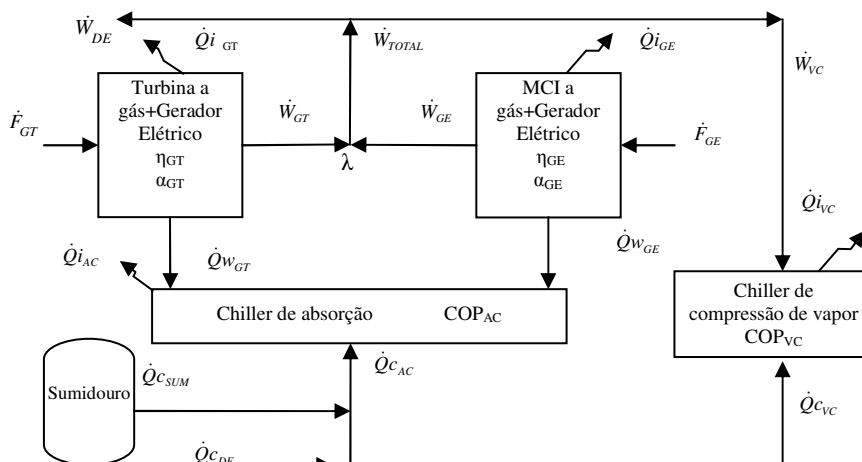


Figura 1. Esquema geral da planta para geração de potência elétrica e produção de frio.

### 3. Hipóteses e definições

#### 3.1 Hipóteses gerais

As seguintes hipóteses foram adotadas no presente estudo:

1. A geração elétrica é exatamente igual à demanda de eletricidade. O sistema acompanha, portanto, a demanda de energia elétrica (“power matched”);
2. São atribuídos valores constantes para os COP dos *chillers* e para os coeficientes de distribuição da energia de ambos os motores;
3. É desprezado o trabalho consumido pela bomba no *chiller* de absorção.

#### 3.2 Definições

Definem-se, a seguir, parâmetros adimensionais de desempenho que caracterizarão a operação do sistema.

**Definição de ECR.** A razão de conversão de energia é definida como sendo a razão entre o produto energético total (eletricidade mais frio) e total de energia. Constitui-se em um parâmetro avaliador do desempenho global da planta. Também é denominado fator de utilização de energia, conforme introduzido por Porter e Mastanaiah (1982).

$$ECR = \frac{\dot{Q}_{c_{DE}} + \dot{W}_{DE}}{\dot{F}_{GT} + \dot{F}_{GE}} \quad (1)$$

**Definição de R.** É definido como a razão entre as demandas de potência elétrica e de frio.

$$R = \frac{\dot{W}_{DE}}{\dot{Q}_{c_{DE}}} \quad (2)$$

**Definição de  $\lambda$ .** O fator  $\lambda$  caracteriza a razão entre a potência elétrica gerada pela turbina e a produção total. Toma valores entre 0 (quando só funciona o motor a combustão interna) e 1 (quando só trabalha a turbina). Este fator, como variável independente e de controle, permitirá decidir qual motor térmico, ou combinação destes, proporcionará os maiores valores de ECR, para cada valor de **R**.

$$\lambda = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{W}_{TOTAL}} \quad (3)$$

onde a potência elétrica total gerada é dada por:

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{GT} + \dot{W}_{GE} \quad (4)$$

**Definição de  $\eta$ .** É a eficiência térmica de cada um dos motores térmicos e depende das razões de carga a que estão submetidos turbina e motor a combustão interna,  $w_{GT}$  e  $w_{GE}$ , respectivamente. Neste trabalho as relações de eficiência em função da carga foram ajustadas a partir de curvas típicas encontradas na literatura. (Greene e Lucas, 1969; Saravanamuttoo et al., 2001).

Para a turbina e o motor de combustão interna as relações são, respectivamente:

$$\eta_{GT} = -0,0034(w_{GT})^2 + 0,5789(w_{GT}) + 0,002371 \quad (5)$$

$$\eta_{GE} = -0,0059(w_{GE})^2 + 0,9017(w_{GE}) - 0,00766 \quad (6)$$

**Definição de  $\alpha$ .** O fator  $\alpha$  representa a parcela da taxa de calor de rejeito do motor térmico que não pode ser aproveitada para a obtenção de um produto energético útil, aquecimento ou acionamento de ciclo de refrigeração por absorção. Embora dependa das condições de funcionamento, da razão de carga dos motores térmico, entre outros fatores, será considerado constante no presente trabalho.

**Definição de COP.** O desempenho de cada ciclo de refrigeração é representado pelos respectivos coeficientes de desempenho,  $COP_{AC}$  e  $COP_{VC}$ , definidos como a razão entre a potência frigorífica produzida e a energia, mecânica (compressão de vapor) ou térmica (absorção) consumida.

$$COP_{AC} = \frac{\dot{Q}_{c_{AC}}}{\dot{Q}_{w_{GT}} + \dot{Q}_{w_{GE}}} \quad (7)$$

$$COP_{VC} = \frac{\dot{Q}_{c_{VC}}}{\dot{W}_{VC}} \quad (8)$$

## 4. Balanços de energia

### 4.1 Balanço de energia na turbina a gás

A equação de conservação de energia, aplicada ao volume de controle da turbina a gás, resulta em:

$$\dot{F}_{GT} = \dot{W}_{GT} + \dot{Q}_{w_{GT}} + \dot{Q}_{i_{GT}} \quad (9)$$

Das definições de  $\eta$  e  $\alpha$ , tem-se:

$$\eta_{GT} = \frac{\dot{W}_{GT}}{\dot{F}_{GT}} \quad (10)$$

$$\dot{Q}_{i_{GT}} = \alpha_{GT} (1 - \eta_{GT}) \dot{F}_{GT} \quad (11)$$

### 4.2 Balanço de energia no motor a gás

Analogamente à turbina a gás, tem-se, para o volume de controle do motor a combustão interna:

$$\dot{F}_{GE} = \dot{W}_{GE} + \dot{Q}_{W_{GE}} + \dot{Q}_{i_{GE}} \quad (12)$$

$$\eta_{GE} = \frac{\dot{W}_{GE}}{\dot{F}_{GE}} \quad (13)$$

$$\dot{Q}_{i_{GE}} = \alpha_{GE} (1 - \eta_{GE}) \dot{F}_{GE} \quad (14)$$

#### 4.3 Modelo matemático

As equações (1) a (14) formam um sistema de equações algébricas que descreve o desempenho do sistema em estudo, baseado no princípio de conservação de energia. No presente trabalho, empregou-se o *software* EES® (Engineering Equation Solver) para a solução do sistema.

#### 5. Estudo de casos

Três possíveis casos, referentes à relação entre a demanda de água gelada e a produção do *chiller* de absorção, para uma determinada demanda (e geração) de potência elétrica, foram estudados, a saber:

1. A demanda de frio é exatamente igual à produção do *chiller* de absorção. Este utiliza todo o calor de rejeito recuperável (em virtude dos fatores  $\alpha$ ) para produzir frio.
2. O frio produzido pelo *chiller* de absorção é maior que o demandado industrialmente. Neste caso, o excesso de frio será rejeitado.
3. O frio produzido pelo *chiller* de absorção não é suficiente para satisfazer a demanda industrial. Em consequência, acrescentar-se-á um *chiller* por compressão de vapor, acionado com eletricidade gerada pela própria planta.

A partir destes três casos propuseram-se particularizações do modelo acima proposto. Curvas de desempenho da planta foram levantadas para casos particulares, assumindo-se valores típicos para os coeficientes e as capacidades nominais (com subíndice NOM) dos motores térmicos, valores estes que permitiram caracterizar um caso particular de uma planta hipotética. Os valores adotados foram os seguintes:

$$\dot{W}_{GT,NOM} = 2000 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{GE,NOM} = 2000 \text{ kW}$$

$$\alpha_{GT} = 0,5$$

$$\alpha_{GE} = 0,6$$

$$COP_{AC} = 0,8$$

$$COP_{VC} = 3,0 \text{ (quando aplicável)}$$

$$\dot{W}_{DE} = 2000 \text{ kW}$$

Os esquemas e modelos propostos, e as curvas obtidas, para cada caso estudado, são detalhados a seguir.

##### 5.1 Caso # 1: Demanda de frio igual à produção frigorífica do *chiller* de absorção.

O esquema correspondente a este caso é apresentado na Fig. 2. O frio produzido pelo *chiller* de absorção representará um valor limite para as produções de frio dos outros dois casos, equação (15). Não há a necessidade do ciclo de compressão de vapor, equação (16), e o sistema opera, como nos outros dois casos, acompanhando a demanda de energia elétrica, equação (17).

$$\dot{Q}_{C,AC} = \dot{Q}_{C,LIM} \quad (15)$$

$$\dot{Q}_{C,VC} = 0 \quad (16)$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{DE} \tag{17}$$

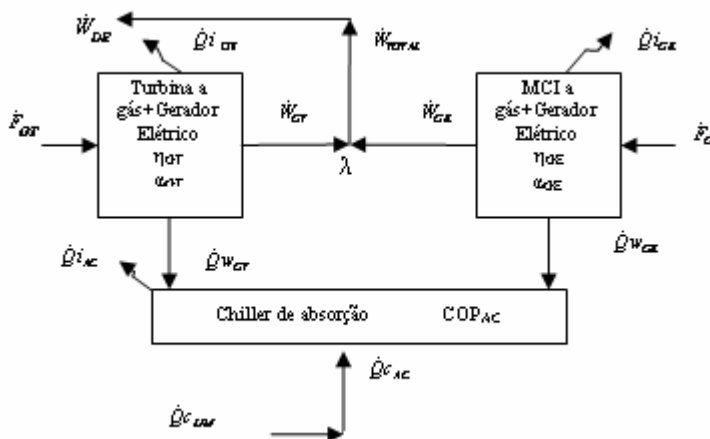


Figura 2. Esquema da instalação para o Caso # 1.

A Fig. 3 apresenta a curva de potência frigorífica produzida pelo ciclo de absorção em função da distribuição de carga entre os dois motores térmicos. Conclui-se que o frio mínimo é produzido quando  $\lambda=0,4$ , o que coincide com o máximo valor de ECR, conforme apresentado na Fig. 4. Explica-se esta coincidência pelo fato de a eficiência térmica global máxima implicar o mínimo de calor de rejeito e, portanto, o mínimo de frio produzido. O fator ECR varia com  $\lambda$  devido às variações da eficiência térmica dos motores térmicos com a carga, também apresentadas na Fig. 4. Observam-se, também, as baixas eficiências de ambos os motores quando operam a baixas cargas ( $\lambda \rightarrow 1$  para o motor a combustão interna e  $\lambda \rightarrow 0$ , para a turbina a gás), conforme descrito pelas equações (5) e (6).

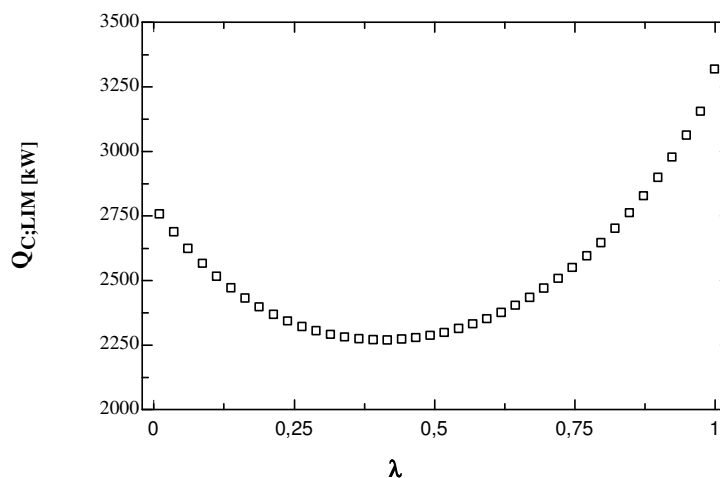


Figura 3. Caso #1. O comportamento de  $\dot{Q}_{c,lim}$  com  $\lambda$

Este primeiro caso constitui uma situação limite, quando há plena utilização do calor de rejeito dos motores térmicos. Se a demanda for inferior a  $\dot{Q}_{c,lim}$ , rejeita-se frio (Caso #2). Se a demanda for superior, utiliza-se o chiller de compressão a vapor (Caso #3).

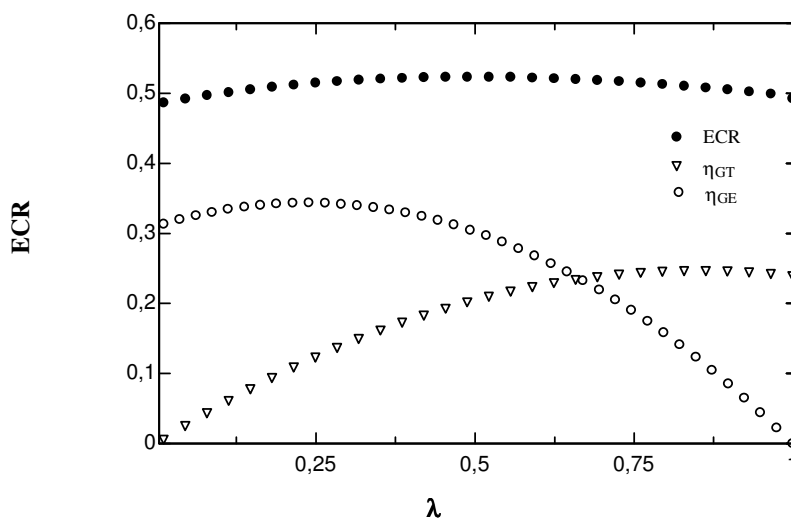


Figura 4. Caso #1. Razão de conversão de energia versus fator de distribuição de carga entre os dois motores térmicos.

**5.2 Caso # 2: Demanda de frio inferior à produção frigorífica do chiller de absorção.**

O esquema correspondente a este caso está representado na Fig. 5. Um sumidouro é introduzido para acomodar a produção não aproveitada de frio,  $\dot{Q}_{C,SUM}$ . Matematicamente, a condição de excesso de frio, obviamente dispensando o ciclo de compressão de vapor, é representada por:

$$\dot{Q}_{C,DE} < \dot{Q}_{C,AC} \tag{18}$$

$$\dot{Q}_{C,VC} = 0 \tag{19}$$

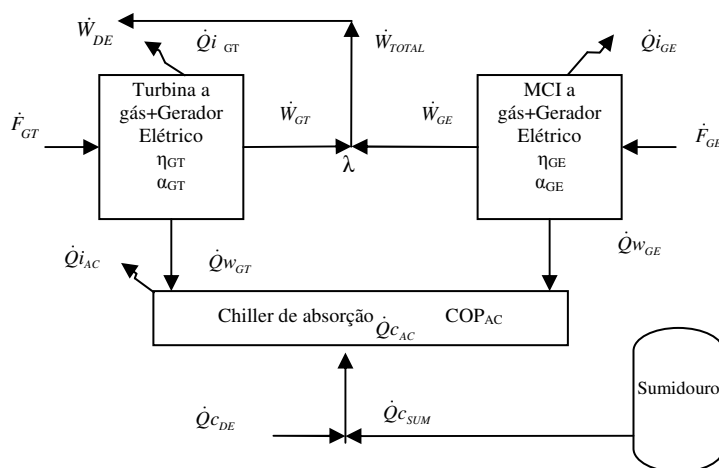


Figura 5. Esquema da instalação para o Caso # 2.

Ao contrário do esquema da Fig. 2, a demanda de frio difere da capacidade frigorífica do chiller, equação (20), muito embora o sistema continue acompanhando a demanda de energia elétrica, equação (21). O fator de conversão de energia,  $ECR_{CASO\#2}$ , é dado pela equação (1).

$$\dot{Q}_{c_{DE}} = \dot{Q}_{c_{AC}} - \dot{Q}_{c_{SUM}} \tag{20}$$

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{DE} \tag{21}$$

A Fig. 6 apresenta a variação da razão de conversão de energia em função da razão de distribuição de carga para uma caso específico correspondente a  $R = 0,91$ , isto é, para demandas de frio e de eletricidade próximas uma das outra. Foram comparados os resultados para os dois casos, #1 e #2.

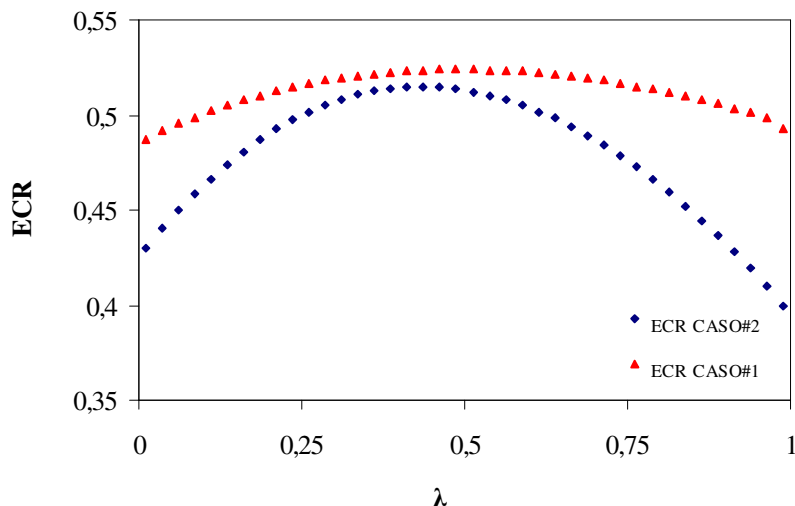


Figura 6. Comparação da razão de conversão de energia do Caso#2 com a do Caso#1 ( $R = 0,91$ ).

Observa-se que os valores de ECR diminuem em comparação com o caso limite (Caso # 1). Como o sistema é *power matched*, isto é, acompanha a demanda de energia elétrica, a demanda de combustível dos motores térmicos continua a mesma em relação ao Caso # 1 e, por outro lado, nem todo frio produzido será aproveitado, resultando, então na redução do produto energético. Nota-se, na Fig. 6, que a queda de produto energético é maior quando  $\lambda \rightarrow 0$  ou  $\lambda \rightarrow 1$ . Nestes casos extremos, a demanda de frio é pequena e, portanto, não vale a pena operar os motores com baixa eficiência, visto que seu calor de rejeito não será plenamente aproveitado no *chiller* de absorção.

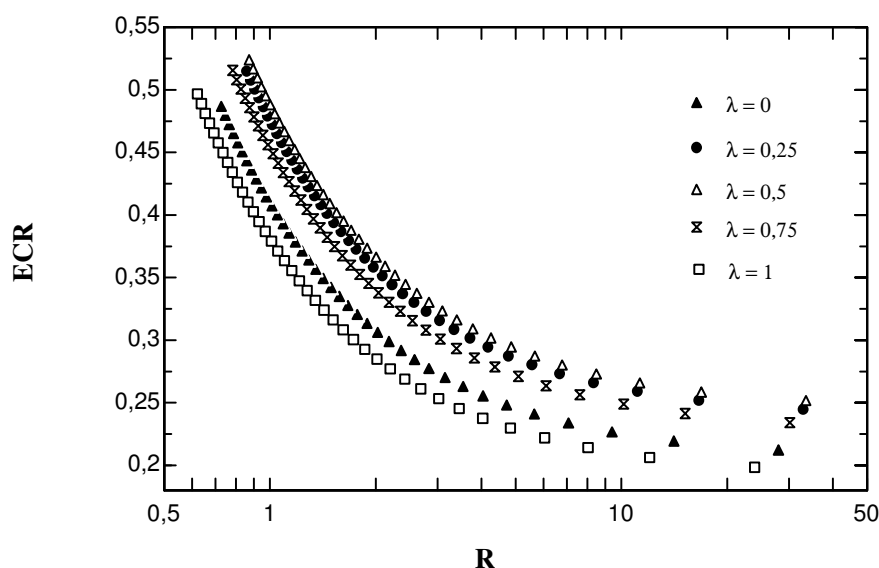


Figura 7. Variação da razão de conversão de energia, ECR, em função da razão entre demandas elétrica e de frio, R, para diferentes valores de razão de distribuição de carga entre os motores térmicos,  $\lambda$ . Caso # 2.



Na Fig. 7 são levantados os valores de ECR em função de  $R$ , para diferentes valores de  $\lambda$ . Observa-se o comportamento decrescente assintótico para altos valores de  $R$ , para os quais a recuperação de frio a partir do calor de rejeito dos motores térmicos torna-se irrelevante. O sistema funciona mais eficientemente quando  $R$  está próximo de 1, isto é, quando as demandas de eletricidade e de frio são energeticamente equivalentes. Os máximos de ECR ocorrem para o grupo de  $\lambda = 0,5$ , dentre 0, 0,25, 0,5 0,75 e 1, independentemente do valor de  $R$ .

### 5.3 Caso # 3. A demanda de frio supera a produção do *chiller* de absorção.

Neste caso, conforme mencionado, é necessário acrescentar um *chiller* de compressão a vapor para atender a demanda de frio. Embora o coeficiente de desempenho do ciclo de compressão de vapor seja tradicionalmente mais alto que o do ciclo de absorção (no presente trabalho assumiu-se  $COP_{VC} = 3$  contra  $COP_{AC} = 0,8$ ), o *chiller* principal continua sendo o de absorção, visto que sua utilização não incorre em um consumo adicional de combustível. Vale também observar que, se comparado a um sistema tradicional (geração de energia elétrica desacoplada da produção de frio, feita por ciclo convencional de compressão de vapor), a recuperação de calor de rejeito para a produção de frio, mesmo que realizada com uma eficiência (COP) mais baixa, resulta em um ciclo de compressão de vapor de menor capacidade instalada. Este passa a ser um equipamento complementar. O ganho com o custo inicial menor do ciclo de compressão de vapor e custo de operação mais baixo (menor consumo de combustível) deve ser comparado ao custo adicional de uma instalação de refrigeração por absorção.

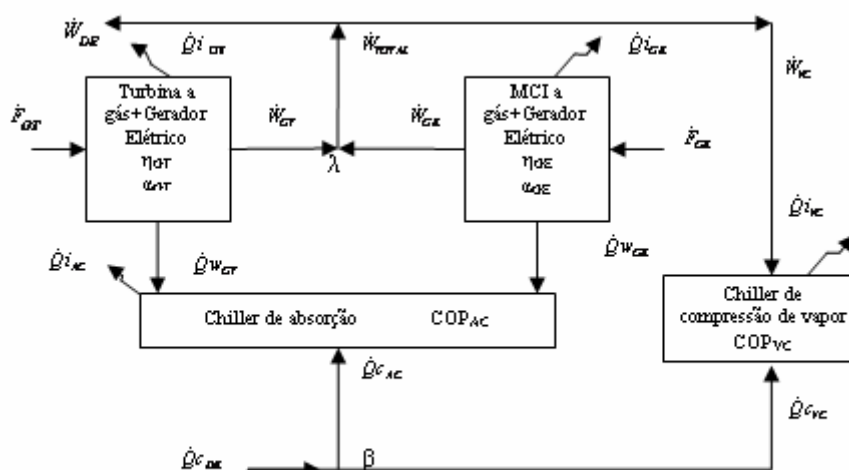


Figura 8. Esquema da instalação para o Caso # 3.

A demanda de frio, portanto, é atendida por dois ciclos de refrigeração, por compressão de vapor e por absorção, conforme descrito nas equações (22) e (23):

$$\dot{Q}_{C,DE} > \dot{Q}_{C,AC} \quad (22)$$

$$\dot{Q}_{C,DE} = \dot{Q}_{C,AC} + \dot{Q}_{C,VC} \quad (23)$$

Neste caso, a produção de energia elétrica pelos geradores divide-se entre a energia elétrica demandada,  $\dot{W}_{DE}$ , e a energia consumida pelo compressor do ciclo de refrigeração por compressão de vapor,  $\dot{W}_{VC}$ .

$$\dot{W}_{TOTAL} = \dot{W}_{DE} + \dot{W}_{VC} \quad (24)$$

Para este caso, representado pelo esquema da Fig. 8, a definição da razão de conversão de energia, ECR, isto é, a razão entre a soma dos produtos energéticos, frio e energia elétrica, e o consumo total de energia,  $\dot{F}_{GT} + \dot{F}_{GE}$ , é dada por:

$$ECR = \frac{\dot{Q}_{C_{DE}} + \dot{W}_{TOTAL} - \dot{W}_{VC}}{\dot{F}_{GT} + \dot{F}_{GE}} \quad (25)$$

Na Fig. 9 tem-se a variação da razão de conversão de energia, ECR, em função da razão de distribuição de carga,  $\lambda$ , para um caso específico correspondente a  $R = 0,60$ . Foram comparados os resultados para os dois casos, #1 e #3.

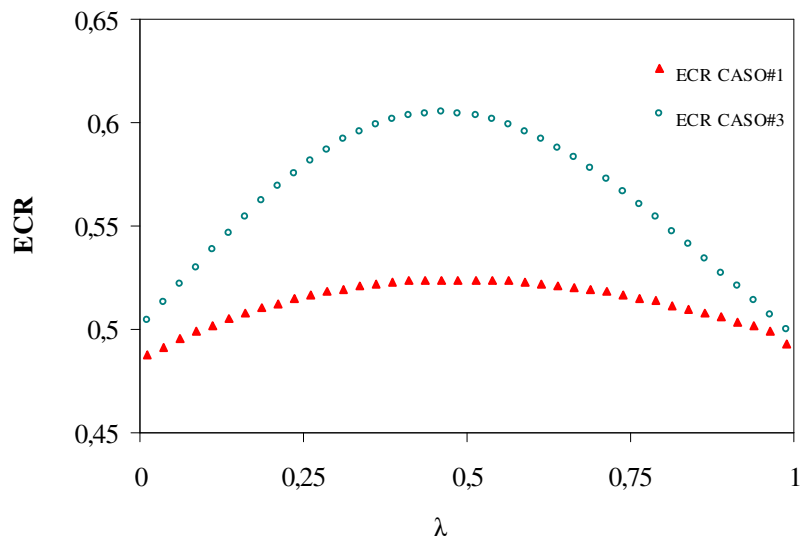


Figura 9. Comparação Caso#3 com Caso#1.

Observa-se que, para todos os valores estudados de  $\lambda$ , a razão de conversão de energia ECR aumenta em comparação com o caso limite (Caso # 1). Isto se deve a ao fato de o *chiller* de compressão de vapor ser mais eficiente que o *chiller* de absorção. Assim, a parcela de potência frigorífica adicional à produzida pelo ciclo de absorção, é fornecida, de maneira mais eficiente, pelo ciclo de compressão de vapor ( $COP_{ac} < COP_{vc}$ ).

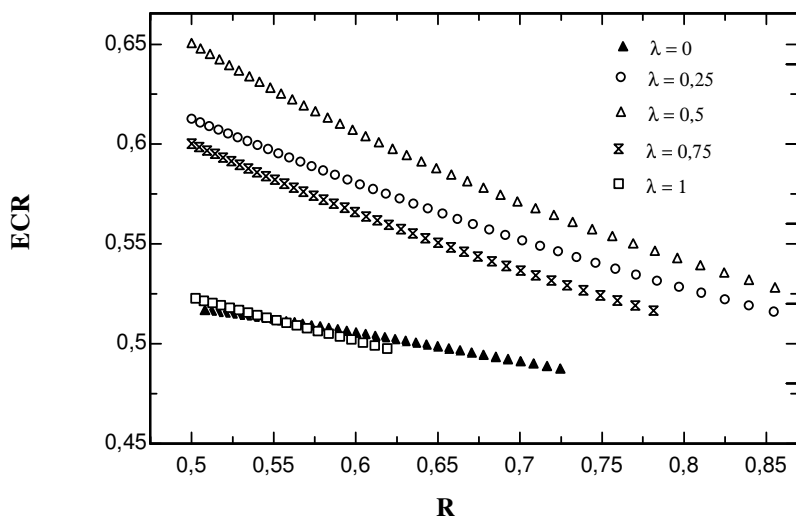


Figura 10. ECR em função de R para diferentes valores de  $\lambda$ . Caso # 3

Na Fig. 10 tem-se o comportamento da razão de conversão de energia, ECR, em função da razão de demandas,  $R$ , com  $\dot{Q}_{C_{DE}}$  diminuindo até os valores limites, obtidos no Caso #1. Observa-se que o sistema opera de forma mais eficiente para os menores valores de  $R$ . Os máximos valores de ECR também aparecem para  $\lambda = 0,5$ , para qualquer valor de  $R$ .

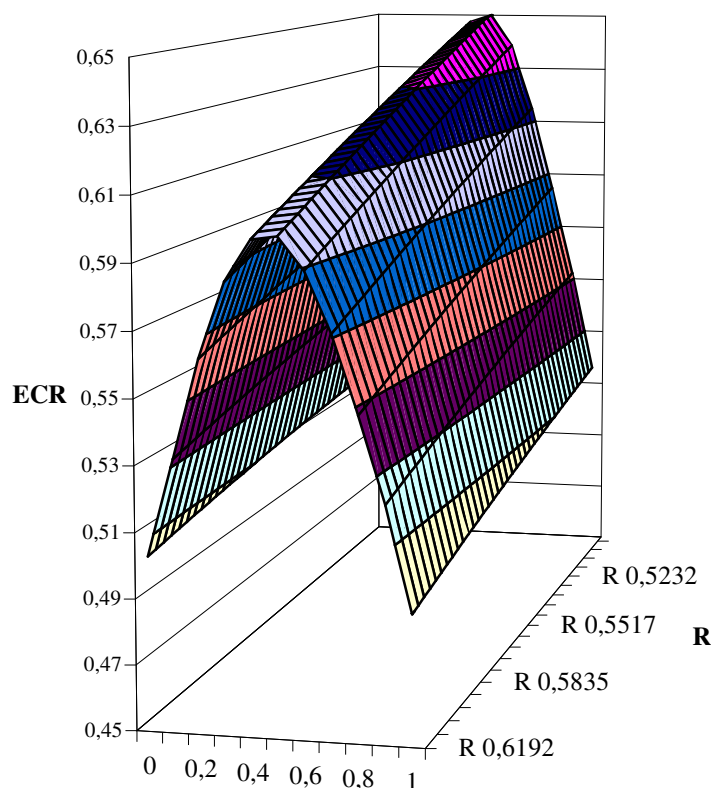


Figura 11. Envelope dos pontos de operação do Caso # 3

Finalmente, a Fig. 11 apresenta a variação de ECR em função de  $\lambda$  e R, para o caso #3, quando a demanda frigorífica excede a produção de frio a partir do ciclo de absorção. Observa-se a existência de máximo ECR para valores medianos de  $\lambda$ , apontando para uma operação ótima com a carga equitativamente distribuída entre os dois acionadores.

## 6. Conclusões

Foi realizada simulação de um sistema de cogeração, para a produção simultânea de energia elétrica e frio, com dois motores térmicos operando em paralelo, uma turbina a gás e um motor a combustão interna. A simulação foi desenvolvida a partir de modelo matemático baseado nas equações fundamentais de conservação de energia. Curvas típicas de eficiência térmica foram empregadas para descrever tanto a turbina a gás quanto o motor a combustão interna, permitindo um estudo realístico da operação destes motores térmicos em condições de carga total e carga parcial.

O estudo permitiu a análise de um caso particular em que se pode determinar a combinação de motores térmicos (isto é, a distribuição de sua carga), permitindo otimizar o fator global de conversão de energia. Uma avaliação das curvas de desempenho previstas pelo modelo permite concluir que os maiores valores de eficiência global são obtidos quando os dois motores térmicos são utilizados. Como em estudos semelhantes realizados anteriormente, por exemplo, Herbas et al. (1990), observou-se que maiores valores da razão de conversão de energia são obtidos quando as demandas energéticas, no presente caso, frio e eletricidade, são próximas em valor.

## 7. Agradecimentos

O presente trabalho foi elaborado com o apoio financeiro da FAPERJ, CNPq e Agência Nacional do Petróleo.

## 8. Referências

- Abedin, A., 2003, "Cogeneration systems: Balancing the heat-power ratio." ASHRAE Journal, 45(8): 24-27.
- EES, 2006, Engineering Equation Solver - Program Overview, <http://www.fchart.com/eess/eesoverview.shtml>, acessado em 17/06/2006.
- Greene A. B. a Lucas G. G., 1969, The testing of internal combustion engines, The English University Press Limited, London.
- Herbas T.B., Dalvi E.A., Parise J.A.R., 1990, Heat Recovery From Refrigeration Plants - Meeting Load and Temperature Requirements, International Journal of Refrigeration, vol. 13, n. 4, pp. 264-269.
- Porter, R.W., Mastanaiah, K., 1982, "Thermal-economic analysis of heat-matched industrial cogeneration systems." Energy, vol. 7, n. 2, pp. 171-187.
- Sala Lizárraga, J. M. (1994). Cogeneración. Aspectos termodinámicos, tecnológicos y económicos, Editora Bilbao, Universidad del País Vasco, Espanha.
- Saravanamuttoo H.I.H., Rogers, G.F.C., Cohen, H., (2001) Gas Turbine Theory, Prentice Hall, USA.
- Spiewak, S., Weiss, L., 1997, Cogeneration & small power production manual, Liburn: Fairmont Press, USA.

### "STUDY OF A COGENERATION SYSTEM (POWER AND COOLING) OPERATING WITH TWO DISTINCT PRIME-MOVERS"

#### **Yipsy Roque Benito**

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea  
22453-900 Rio de Janeiro, RJ - Brasil  
gipsyrb@mec.puc-rio.br

#### **José Viriato Coelho Vargas**

Universidade Federal do Paraná, Departamento de Engenharia Mecânica  
Caixa Postal 19011  
81531-990 Curitiba, PR - Brasil  
jvargas@demec.ufpr.br

#### **José Alberto Reis Parise**

Pontifícia Universidade Católica de Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica  
Rua Marquês de São Vicente, 225, Gávea  
22453-900 Rio de Janeiro, RJ - Brasil  
parise@mec.puc-rio.br

#### **Abstract**

When dealing with complex thermal systems generating different energy products from a single fuel source (for example, as in the present work, electric and refrigeration power, with two gas-powered prime movers), one has to find the most energy efficient production scheme. To that end, each load demand (power and cooling), the efficiencies of each component, the cooling to power load ratio and the power distribution among the prime-movers, all have to be considered. This work presents the main equations for the energy balance of a cogeneration system with two prime-movers (a gas turbine and an internal combustion engine), a waste heat driven absorption *chiller* and an auxiliary vapor compression *chiller*. The energy conservation equation was applied for each control volume comprising the system. Three possible cases were defined according to how cooling power demand and cooling power produced by the waste heat driven absorption cycle compared. As a result, characteristic performance curves were obtained for a typical application, allowing for the determination of maximum global efficiency values (represented by an energy conversion ratio) as a function of: (i) the electric power to cooling power demand ratio, (ii) the power generation distribution ratio among the two prime-movers, and (iii) the part-load ratio operation of each prime mover. The resulting system of equations was solved by the software EES (Engineering Equation Solver®).

Keywords: Cogeneration, refrigeration, energy conversion

## APLICAÇÃO DE REDES NEURAIS ARTIFICIAIS PARA MODELAGEM DO COMPORTAMENTO TÉRMICO DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS

### Felipe Roman Centeno

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmento Leite, 425, sala 314, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3776 fax.: +55 51 3316-4001  
frccenteno@yahoo.com.br

### Herbert Martins Gomes

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmento Leite, 425, sala 314, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3541 fax.: +55 51 3316-3681  
herbert@mecanica.ufrgs.br

### Paulo Otto Beyer

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmento Leite, 425, sala 314, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3360 fax.: +55 51 3316-4001  
pob@mecanica.ufrgs.br

### Paulo Smith Schneider

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmento Leite, 425, sala 311, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3931 fax.: +55 51 3316-4001  
pss@mecanica.ufrgs.br

*Resumo: Este trabalho descreve uma aplicação de redes neurais artificiais (RNAs) para prever o comportamento de um condensador evaporativo empregado em sistemas de refrigeração por compressão de amônia. A fim de obter dados para treinamento e validação da RNA proposta, usam-se as informações divulgadas pelo fabricante do condensador, presentes em seus catálogos. Parte desses dados são utilizados na montagem da RNA modelo para o equipamento, com treinamento baseado no algoritmo de Levenberg Marquardt, e com ela determina-se a taxa de rejeição de calor para diferentes entradas de temperatura de condensação da amônia e de temperatura de bulbo úmido do ar. As previsões obtidas com a RNA concordam bem com os valores do catálogo do fabricante, com erro médio relativo de 1.86%, com confiança de 95.45%. Utilizando a RNA modelada, é feita a simulação de parâmetros interpolados, obtendo desvios na faixa de 0.27- 3.25%, e extrapolados, os quais se mostram coerentes com as curvas de comportamento do equipamento. Os resultados mostram que condensadores evaporativos, apesar de envolverem transferência simultânea de calor e massa, podem alternativamente ser modelados usando RNAs com bom grau de acerto.*

*Palavras chave: Redes neurais artificiais, Condensador evaporativo, Refrigeração, Amônia*

### 1. Introdução

Condensadores evaporativos (CE's) rejeitam calor para o ambiente externo, resultante da condensação do fluido de trabalho do equipamento. No caso do equipamento em estudo, vapor de amônia (NH<sub>3</sub>) superaquecido proveniente da descarga do compressor é admitido no conjunto de serpentinas do condensador. Pelo lado externo, uma corrente de ar forçado é misturada com outra corrente de água, escoando em sentidos opostos. A água admitida sofre evaporação, até o limite de saturação do ar que escoar em contracorrente, provocando assim o rebaixamento de sua temperatura e intensificando a transferência de calor, como é mostrado esquematicamente na Fig. 1.

Tanto o ar como a água atuam em conjunto para promover sua retirada do calor proveniente da condensação da amônia, sendo que a evaporação da água na corrente de ar é o mecanismo mais importante. A massa de água evaporada é pequena em relação ao total que circula no sistema, e sua reposição e recirculação são feitas a partir de uma bacia, localizada na parte inferior no condensador. Assim, fica claro que se tem uma combinação das características dos condensadores resfriados a água e a ar.

CE's são largamente empregados na refrigeração industrial, pois consomem menos energia do que os modelos que operam apenas com ar ambiente, promovem trocas de calor maiores por unidade de área do equipamento e permitem a operação com temperaturas de descarga reduzidas (Stoecker e Jabardo, 2002).

A montagem de uma RNA depende de dados do comportamento dos equipamentos. O fabricante dos mesmos está desenvolvendo paralelamente a esse trabalho a montagem de um laboratório de ensaios para esse fim, mas para a primeira abordagem dessa técnica, recorreu-se aos dados disponíveis em catálogo. Nela, o calor rejeitado pelo CE é obtido a partir do conhecimento da temperatura de bulbo úmido do ar na entrada,  $T_{wbl}$ , e da temperatura de condensação do fluido refrigerante,  $T_C$ .

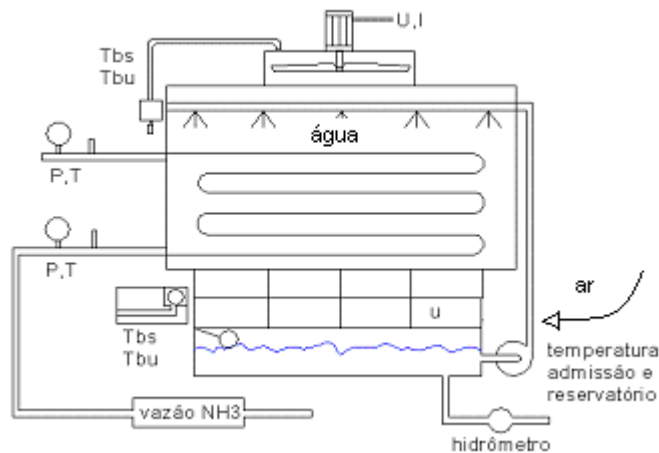


Figura 1. Representação esquemática de um condensador evaporativo (Flores, 2005).

Para um sistema de refrigeração com condensador evaporativo, Ertunc et al.,2005, aplicou RNA para prever o seu desempenho. A fim de obter dados para treinar e testar a RNA proposta, foi montado um sistema de refrigeração experimental, sendo realizados 60 testes em diferentes condições de operação, todos em regime permanente, variando a carga no evaporador, vazão de água e de ar e temperaturas de bulbo seco e de bulbo úmido do ar na entrada do equipamento. Utilizando alguns dos dados experimentais, uma modelagem em RNA foi desenvolvida para o sistema, baseada no algoritmo de Levenberg-Marquardt, sendo a sua arquitetura composta por 5 neurônios na camada de entrada, uma camada oculta com 4 neurônios, e 5 neurônios na camada de saída, e usando função de ativação tipo tangente sigmóide. A RNA foi usada para prever a taxa de rejeição de calor no condensador, a vazão mássica de refrigerante, a potência do compressor, a potência elétrica do motor do compressor, e o coeficiente de desempenho. As previsões desta RNA concordaram com os valores experimentais, com erros médios relativos na faixa de 1.90- 4.18%.

No presente estudo, a aproximação por RNA foi aplicada na modelagem do comportamento térmico de um condensador evaporativo. Utilizando dados fornecidos pelo fabricante do equipamento, uma RNA modelo para este tipo de comportamento foi desenvolvida, sendo esta usada para prever a capacidade de rejeição de calor no condensador evaporativo.

## 2. Redes Neurais Artificiais

Uma RNA tenta representar as funções cerebrais de forma computacional recorrendo ao mecanismo de aprendizado com base no comportamento humano. Suas habilidades de aprendizado por exemplos tornam as RNAs mais flexíveis e poderosas do que aproximações paramétricas com ajustes de funções (Hagan et al, 1996).

RNAs consistem em massivos nós de processamento interconectados, conhecidos como neurônios. O neurônio, visto na Fig. 2, é a unidade básica de uma RNA e, como uma unidade de processamento, deve receber estímulos ( $x_i$ ) pelas conexões dos axônios.

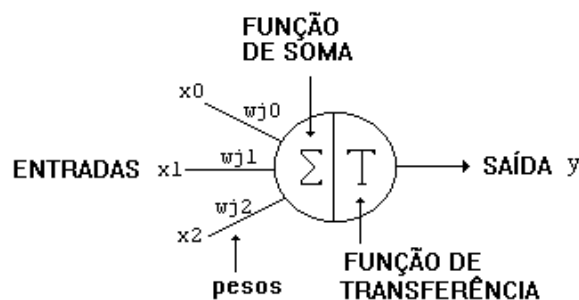


Figura 2. Neurônio: unidade básica de processamento ([www.cerebromente.org.br](http://www.cerebromente.org.br)).

Para se obter a saída desejada, deve-se haver transformações nestes estímulos, a qual ocorre em duas etapas. Primeiramente ocorre uma transformação do tipo linear nesses estímulos, obtendo um escalar, conhecido como *NET*, dado pela Eq. (1). Os coeficientes desta transformação linear são conhecidos como “pesos” e são representados por  $w_i$ .

$$NET = \left( \sum_{i=0}^P w_i x_i \right) \quad (1)$$

onde  $P$  é o número de estímulos. Na segunda etapa é aplicada uma transformação neste escalar  $NET$ , a qual pode ser linear ou não-linear, denominando-se por “função de ativação”, representada por  $f$ . Assim como no comportamento do neurônio humano, a função de ativação decidirá quando e como a saída ( $y$ ) do neurônio ocorrer. Como indicado na Fig. 2, há uma entrada com valor constante ( $x_0=+1$ ) e seu respectivo peso ( $w_0$ ), a qual é um parâmetro relacionado na função de ativação chamado *bias*, sendo este considerado como desconhecido na Eq. (1), apenas por conveniência, o que fornece uma respectiva saída. Este processo pode ser escrito como: (Haykin, 2001)

$$y = f(NET) = f\left[\left(\sum_{i=0}^P w_i x_i\right)\right] \quad (2)$$

Há muitas maneiras de definir a função de ativação, como função linear, função sigmóide, função tangente hiperbólica, etc. Estas unidades básicas de processamento podem ser conectadas de diferentes formas entre si, e podem operar de diversas maneiras, formando assim uma grande variedade de redes neurais.

RNAs podem ser treinadas para simular uma determinada função pelo ajuste dos pesos sinápticos das conexões entre os neurônios, partindo de dados de entrada e de saída, comparando estes com os obtidos pela simulação da rede, sendo então ajustados os pesos até que a resposta simulada seja igual a resposta requerida, dentro de um intervalo de incerteza. O erro entre a saída da rede e a saída desejada é minimizado pela modificação dos pesos. Quando o erro atinge um certo valor ou o número máximo de iterações é excedido, o processo de treinamento é cessado. Então, esta rede treinada pode ser usada para simular as saídas do sistema devido a novos estímulos.

A arquitetura de uma RNA é usualmente dividida em três partes: um camada de entrada, camada(s) oculta(s), e uma camada de saída. A informação contida na camada de entrada é mapeada para a camada de saída através da(s) camada(s) oculta(s). Cada unidade pode enviar sua saída somente para unidades de camadas superiores e receber suas entradas de camadas inferiores. Para um dado problema de modelagem, o número de nós nas camadas de entrada e de saída é determinado pela física do problema, sendo igual ao número de parâmetros de entradas e de saída, respectivamente.

O desempenho de uma RNA é avaliado pela análise de regressão entre as saídas da rede, i.e., parâmetros encontrados, e correspondentes alvos, i.e., valores experimentais (reais). Usualmente as saídas  $y_i$  da RNA devido a uma entrada  $x_i$  não serão os valores desejados de saída  $d_i$  usados durante o processo de treinamento. Para cada conjunto de entradas e saídas, o Erro Momentâneo,  $\varepsilon_i$ , pode ser escrito como:

$$\varepsilon_i(t) = d_i - y_i(t) \quad (3)$$

onde  $i$  é o número de neurônios na camada de saída e  $t$  refere-se a iteração em que a simulação está. O Erro Quadrático Médio,  $E_{rms}$ , é dado por:

$$E_{rms} = \frac{1}{P} \sum_P [d_i - y_i(t)]^2 \quad (4)$$

onde  $P$  é o número de conjunto de dados usados no treinamento. Empregando qualquer algoritmo para minimizar a função erro (por exemplo Levenberg-Marquardt), os pesos podem ser calculados e uma função de aproximação pode ser obtida. Um parâmetro comum utilizado em qualquer algoritmo básico usado no treinamento de redes (como retro-propagação) é a “taxa de aprendizagem” a qual define a taxa na qual o aprendizado é alcançado. Tal parâmetro deve ser cuidadosamente escolhido para evitar instabilidades numéricas ou problemas com divergência. A capacidade de generalização e acerto do ajuste pode ser estimada pelo Erro Médio Quadrático avaliado com alguns conjuntos de dados não utilizados no treinamento (Kovacs, 1996).

### 3. Modelagem com RNA

Na solução do problema do condensador evaporativo a variável desejada é a taxa de rejeição de calor  $Q_C$ , expressa em kcal/h nos catálogos do fabricante, o que expressa sua potência ou capacidade. Essa potência depende da temperatura de bulbo úmido do ar na entrada do equipamento  $T_{wbl}$  e da temperatura de condensação do refrigerante  $T_C$ , ambas expressas em °C, e servem como parâmetros de entrada de uma tabela de fatores de correção de capacidades. Nela, o valor unitário corresponde ao valor nominal do equipamento, marcado em vermelho na tabela apresentada no Anexo 1. Assim, adota-se um comportamento padrão relativo à variável  $Q_C$ , o qual segue curvas conhecidas como função das variáveis  $T_{wbl}$  e  $T_C$ , conforme pode ser visto na Fig. 3, para que possa ser realizada a modelagem por RNA.

Uma parte dos dados da Fig. 3 serão usados como entradas para o treinamento da RNA, através do algoritmo de Levenberg-Marquardt, também utilizado por Ertunc et al, 2005. Outra parte será usada para validação do processo de ajuste, com os critérios definidos pelas Eqs. (3) e (4).

Pode-se imaginar não somente um, mas alguns conjuntos de dados para treinar a rede neural. Isto leva a uma

situação onde maior o número de conjunto de dados, menor a limitação de uso da RNA. Isto tende a melhorar a representação do problema real, onde vários dados podem ser usados.

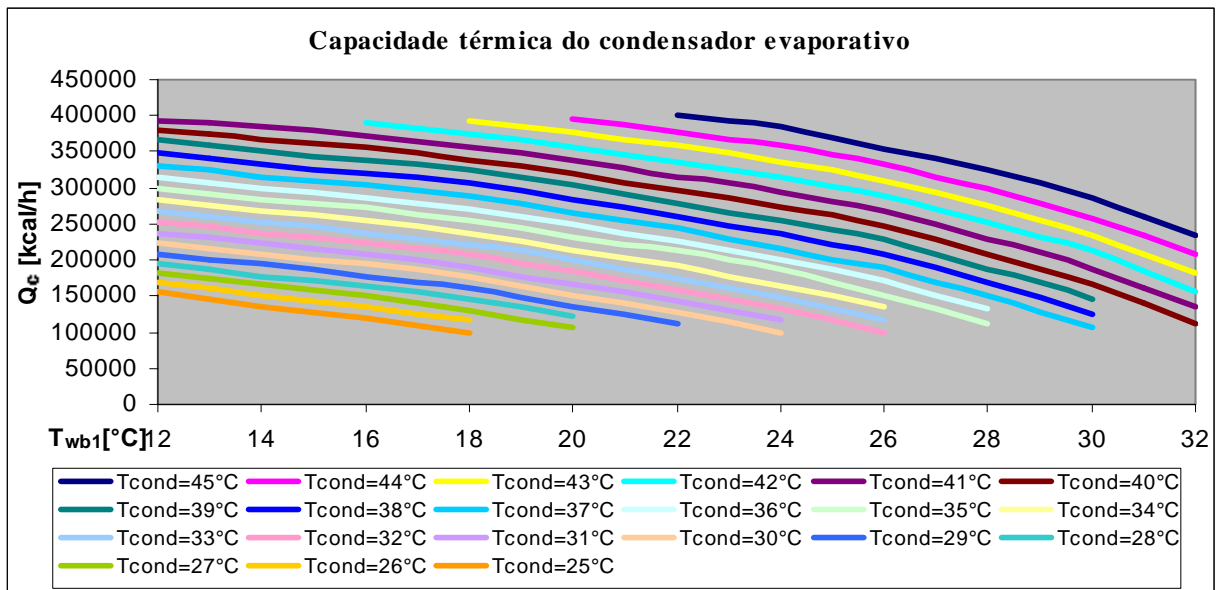


Figura 3. Capacidade térmica do condensador evaporativo  $Q_C$ , kcal/h.

A arquitetura da RNA utilizada para a modelagem do comportamento térmico do condensador evaporativo, com os nomes dos parâmetros de entrada e saída, está ilustrado esquematicamente na Fig. 4.

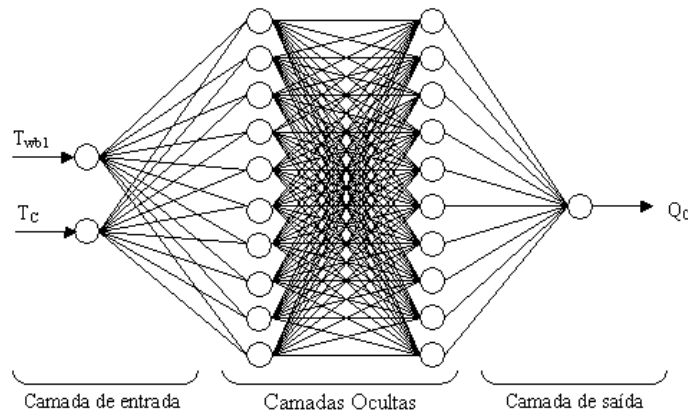


Figura 4. Estrutura da RNA para o estudo do condensador evaporativo.

O código computacional utilizado para resolver o algoritmo de Levenberg-Marquardt foi desenvolvido usando MATLAB<sup>®</sup> 6 (*The MathWorks, Inc., 2001*), o qual usa função de ativação tangente sigmóide nas camadas escondidas e linear na camada de saída.

#### 4. Resultados e discussões

A melhor arquitetura encontrada (Fig. 4) para a RNA foi (2:10:10:1), a qual significa dois vetores de entrada, seguido por duas camadas escondidas com dez neurônios cada e uma camada de saída com um neurônio, taxa de aprendizagem de 0,10 e critério de convergência de  $10^{-4}$ , conforme Eq. (4).

Do total de 319 amostras, presentes no Anexo 1, 52 foram utilizadas no treinamento e outras 170 utilizadas na validação da RNA. A Fig. 5 mostra a curva do Erro Quadrático Médio,  $E_{rms}$ , dado pela Eq. (4), em relação às épocas durante a fase de treinamento da RNA, observando que para este caso foram necessárias 11 épocas para que o  $E_{rms}$  atingisse o critério de convergência previamente especificado. Na Fig. 6, a curva do comportamento do condensador obtida a partir de dados do catálogo (+) é mostrada com os dados de validação obtidos usando a RNA treinada previamente (X). Nota-se que cada família de pontos refere-se a uma temperatura de condensação  $T_C$ , conforme pode



ser visto também na Fig. 3. Na Fig. 6, os pontos de validação seguem a mesma tendência, sempre muito próximos das curvas de comportamento, com Erro Médio Relativo de 1.86%, para confiança de 95.45%, valor este abaixo dos presentes em Ertunc et al., 2005, mostrando que o treinamento mesmo com poucos pontos foi suficiente para capturar o comportamento completo do fenômeno.

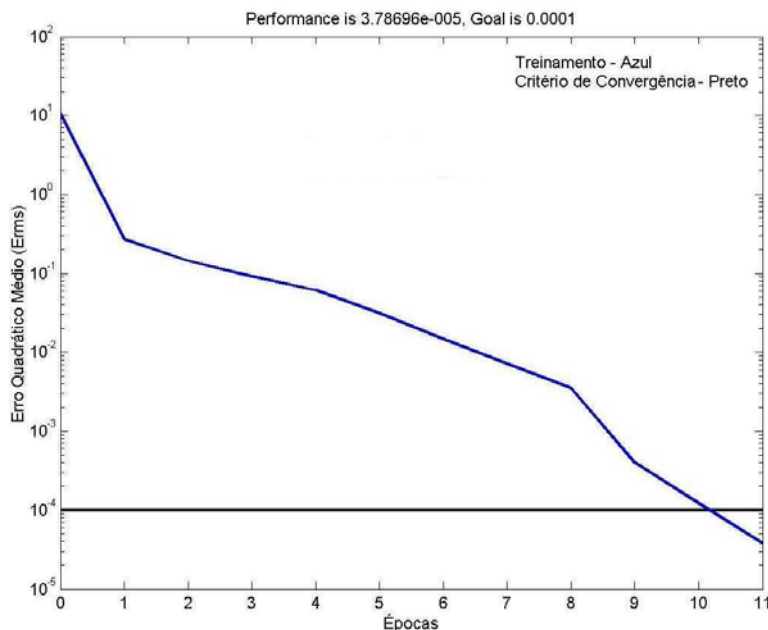


Figura 5. Erro Quadrático Médio (Eq. 4) em função da época de treinamento da RNA.

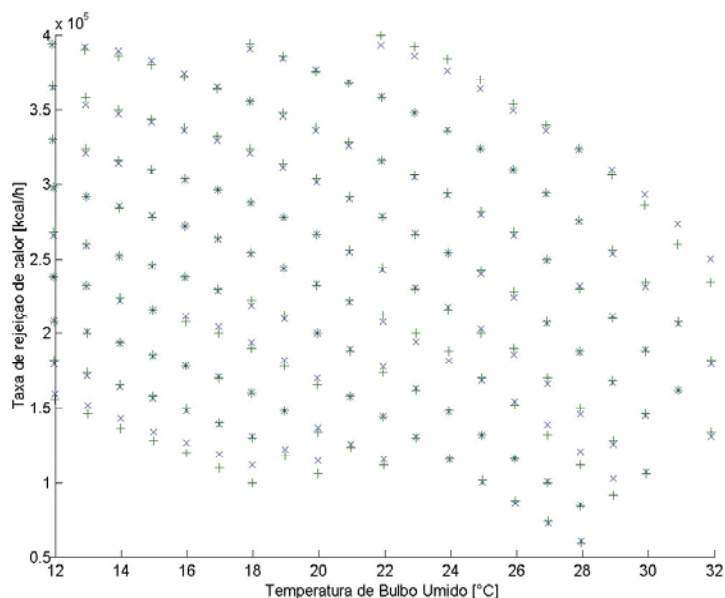


Figura 6. Capacidade Térmica do Condensador Evaporativo, kcal/h.  
(+) para dados de Catálogo e (X) para saída da RNA

Com a finalidade de conhecer a capacidade da RNA, proposta acima, em simular situações variadas de operação do CE, empregam-se novos valores, obtidos pela interpolação e extrapolação daqueles divulgados no catálogo do fabricante.

Observando-se a Tab. 1, em que os valores da 3ª coluna correspondem aos valores de  $Q_C$  encontrados pela RNA, e os da 4ª coluna correspondem à tais potências mais próximas ao valor calculado para a *interpolação*, para diferentes temperaturas de bulbo úmido do ar e temperaturas de condensação da amônia, presentes nas duas primeiras colunas, respectivamente. Para este caso de simulação do CE através da RNA, os valores de  $Q_C$  apresentam desvios percentuais

que variam de 0.27 a 3.25%, em relação aqueles obtidos pela interpolação algébrica de dados catalogados, conforme se observa pela 6ª coluna da Tab. 1.

Tabela 1. Capacidade Térmica do Condensador Evaporativo [kcal/h] – Resultados da Interpolação com a RNA.

$T_{bu}$ [°C]	$T_C$ [°C]	$Q$ [kcal/h] (1)	$Q$ [kcal/h] (2)	Desvio [kcal/h]	Erro [%]
14,7	28,3	182500	176560	5940	3.25
19,4	28,3	134500	138170	3670	2.65
12,6	34,4	287500	284260	3240	1.12
17,5	34,7	283000	285520	2520	0.88
23,4	35,8	200500	206330	5830	2.82
31,7	40,6	137000	131950	5050	3.69
28,6	44,5	301500	302320	820	0.27

(1) valores resultantes da simulação da RNA; (2) valores interpolados daqueles presentes no Anexo 1

O emprego da simulação com a RNA para valores *extrapolados* levou aos resultados apresentados na Fig. 7, na qual nota-se que tais resultados seguem a mesma tendência do comportamento térmico do CE.

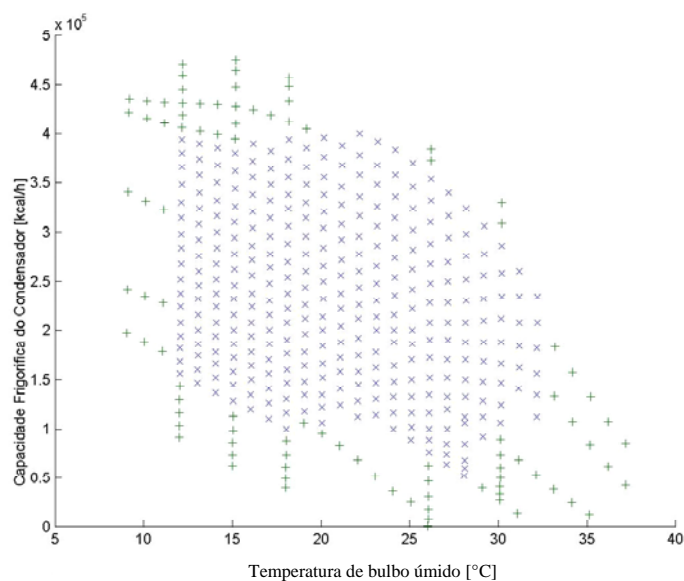


Figura 7. Capacidade Térmica do Condensador Evaporativo, kcal/h (X) para dados de Catálogo e (+) para saída da RNA.

Conforme mostrado na Tab. 1 e na Fig. 7, a RNA proposta possui a capacidade de simular o comportamento do CE mesmo em faixas de operação distintas das apresentadas pelo seu fabricante, sendo assim, quaisquer que sejam os dados de entrada fornecidas para a RNA, esta trará como resposta valores coerentes para  $Q_C$ . Por exemplo, pode-se citar o caso da cidade de Caxias do Sul, RS – Brasil, onde, no inverno, a  $T_{bu}$  normalmente fica abaixo de 12°C, valor este não disponível em catálogo, sendo assim, é possível a determinação do  $Q_C$  para esta aplicação através do uso da RNA apresentada acima a qual está devidamente treinada e validada.

## 5. Conclusões

A técnica de redes neurais artificiais (RNA) para modelar o comportamento térmico do condensador evaporativo (CE) pode ser recomendada de acordo com os resultados mostrados neste trabalho.

O comportamento de sistemas não lineares é bem representado por RNA's, e os resultados encontrados são adequados do ponto de vista de engenharia e tem potencial para serem aplicadas em casos reais.

Sugere-se que um estudo mais aprofundado deva ser conduzido para identificar a importância de outros parâmetros intervenientes, tais como vazão mássica de ar, água e amônia. O modelo pode levar a melhores resultados e menos esforços para treinamento desde que números adimensionais sejam usados.

Espera-se avançar na qualidade dos resultados da simulação com RNA a partir de ensaios que vem sendo desenvolvidos atualmente na bancada experimental de condensadores evaporativos montada na empresa FrostFrio. A bancada deverá auxiliar no desenvolvimento de novas soluções para os equipamentos, ao mesmo tempo que servirá para fornecer dados para o emprego de RNA's como ferramenta de seleção de equipamentos para os usuários dos sistemas.

## 6. Agradecimentos

Ao CNPq pelo apoio financeiro ao primeiro autor do trabalho na forma de bolsa de mestrado e ao corpo técnico da empresa Frost Frio Refrigeração Industrial pelos dados concedidos.

## 7. Referências

- Ertunc, H. M., Hosoz, M., “Artificial neural network analysis of a refrigeration system with an evaporative condenser”, Applied Thermal Engineering, *In Press*, (2005).
- Flores, F. S., 2005, “Modelamento matemático de condensadores evaporativos pelo método e-NUT”, Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS.
- Frost Frio Refrigeração Industrial, 2004, “Catálogo de condensadores evaporativos”, Caxias do Sul, RS.
- Hagan, M. T., Demuth H. B., Beale, M., 1996, “Neural Network Design”, PWS Publishing Company, Boston, MA.
- Haykin, S., 1994, “Neural Networks: A Comprehensive Foundation”, Mc Millan, NJ.
- Kovacs, Z. L., 1996, “Redes Neurais Artificiais: Fundamentos e Aplicações”, Edição Acadêmica São Paulo, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo.
- Looney, C. G., 1997, “Pattern Recognition Using Neural Networks: Theory and Algorithms for Engineers and Scientists”, Oxford University Press, NY.
- Stoecker, W. F., Jabardo, J. M., 2002, “Refrigeração Industrial”, 2.ed., Edgard Blücher, São Paulo, SP.

## 8. Responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

## 9. Anexos

Anexo 1. Fatores de correção de capacidades para condensador evaporativo\* (Fonte: Catálogo Frost Frio, 2004).

FATORES DE CORREÇÃO DE CAPACIDADES - REFRIGERANTE NH3																						
TEMP. COND. (°C)	PRESSÃO COND. - MAN. (kgf/cm <sup>2</sup> )	TEMPERATURA DE BULBO ÚMIDO (°C)																				
		12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32
45	17,16										2	1,96	1,92	1,85	1,77	1,7	1,62	1,53	1,43	1,3	1,17	
44	16,68									1,98	1,94	1,89	1,84	1,79	1,73	1,66	1,58	1,49	1,39	1,29	1,17	1,04
43	16,21							1,97	1,93	1,88	1,84	1,79	1,74	1,68	1,62	1,55	1,47	1,38	1,28	1,17	1,04	0,91
42	15,74					1,95	1,91	1,87	1,83	1,78	1,73	1,68	1,63	1,57	1,51	1,44	1,35	1,26	1,16	1,06	0,92	0,78
41	15,29	1,97	1,95	1,93	1,9	1,86	1,82	1,78	1,74	1,69	1,64	1,58	1,53	1,47	1,41	1,34	1,25	1,15	1,05	0,94	0,81	0,67
40	14,85	1,9	1,87	1,84	1,81	1,78	1,74	1,69	1,65	1,6	1,54	1,48	1,43	1,37	1,31	1,24	1,14	1,04	0,94	0,83	0,7	0,56
39	14,41	1,83	1,79	1,75	1,72	1,69	1,66	1,62	1,57	1,52	1,46	1,39	1,33	1,27	1,21	1,14	1,04	0,94	0,84	0,73		
38	13,99	1,74	1,7	1,66	1,63	1,6	1,57	1,53	1,48	1,42	1,36	1,3	1,24	1,18	1,11	1,04	0,95	0,85	0,74	0,62		
37	13,57	1,65	1,62	1,58	1,55	1,52	1,48	1,44	1,39	1,33	1,28	1,22	1,15	1,08	1	0,95	0,85	0,75	0,64	0,53		
36	13,16	1,57	1,54	1,5	1,47	1,43	1,39	1,35	1,3	1,25	1,19	1,13	1,07	1	0,93	0,86	0,76	0,66	0,56			
35	12,76	1,49	1,46	1,42	1,39	1,36	1,32	1,27	1,22	1,16	1,11	1,06	1	0,94	0,85	0,76	0,66	0,56	0,46			
34	12,37	1,42	1,38	1,34	1,31	1,28	1,24	1,19	1,13	1,07	1,02	0,96	0,89	0,82	0,75	0,67	0,6	0,53				
33	11,99	1,34	1,3	1,26	1,23	1,19	1,15	1,11	1,06	1	0,94	0,87	0,81	0,74	0,66	0,58	0,5	0,42				
32	11,61	1,26	1,23	1,19	1,16	1,12	1,08	1,04	0,98	0,92	0,86	0,79	0,73	0,66	0,58	0,5	0,42	0,34				
31	11,25	1,19	1,16	1,12	1,08	1,04	1	0,95	0,89	0,83	0,78	0,72	0,65	0,58	0,51	0,44	0,37	0,3				
30	10,89	1,12	1,08	1,04	1	0,97	0,93	0,88	0,82	0,76	0,7	0,64	0,57	0,5	0,44	0,38	0,32	0,26				
29	10,54	1,04	1	0,97	0,93	0,89	0,85	0,8	0,74	0,67	0,62	0,56										
28	10,2	0,97	0,93	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,67	0,61												
27	9,87	0,91	0,87	0,83	0,79	0,75	0,7	0,65	0,59	0,53												
26	9,54	0,84	0,8	0,76	0,72	0,67	0,63	0,58														
25	9,22	0,78	0,73	0,68	0,64	0,6	0,55	0,5														

FATORES DE CORREÇÃO PARA REFRIGERANTES R-12, R-22, R-502 MULTIPLICAR POR 0,9

\*Valores da tabela devem ser multiplicados por 200000 kcal/h para obter-se  $Q_C$

**APPLICATION OF NEURAL NETWORK FOR THE MODELING OF THE THERMAL BEHAVIOR OF EVAPORATIVE CONDENSERS**

**Felipe Roman Centeno**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3776 fax.: +55 51 3316-4001  
frcenteno@yahoo.com.br

**Herbert Martins Gomes**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3541 fax.: +55 51 3316-4001  
herbert@mecanica.ufrgs.br

**Paulo Otto Beyer**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3360 fax.: +55 51 3316-4001  
pob@mecanica.ufrgs.br

**Paulo Smith Schneider**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3931 fax.: +55 51 3316-4001  
pss@mecanica.ufrgs.br

**Abstract**

This paper describes an application of artificial neural networks (ANNs) to predict the main behaviour of an evaporative condenser of the ammonia type. In order to gather the data for training and testing the proposed ANN, it was used the equipment manufacturer's catalogue. An ANN model for the evaporative condenser based on Levenberg Marquardt training algorithm was developed using some of the data. The ANN was used for predicting the unknown heat rejection rate to a known condensation temperature of the refrigerant and a known wet bulb temperature of the air entering in the condenser. The ANN predictions usually agrees with the catalogued values, with mean relative errors of 1.86%, with trust of 95.45%. Using modeled RNA, interpolated parameters are simulated, obtaining deviations in the range of 0.27 – 3.25%, and also extrapolated parameters, which are shown coherent with the curves of behavior of the equipment. Results show that evaporative condensers, despite of the simultaneously heat and mass transfer involved, could be modeled alternatively using ANNs within a high degree of accuracy.

**Keywords:** Artificial neural network, Evaporative condenser, Refrigeration, Ammonia

## ANÁLISE TERMOECONÔMICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO AUTOMOTIVO POR ABSORÇÃO

### Adriano da Silva Marques

Universidade Federal da Paraíba  
Jardim cidade universitária, LES (Laboratório de Energia Solar)  
adrianomarques25@hotmail.com

### Carlos Antonio Cabral dos Santos

Universidade Federal da Paraíba  
Jardim cidade universitária, LES (Laboratório de Energia Solar)  
[cabral@les.ufpb.br](mailto:cabral@les.ufpb.br)

### Carlos Marlon dos Santos

Universidade Federal da Bahia  
R. Aristides Novis, nº 02. Escola Politécnica, LEN (Laboratório de Energia)  
[carlosmarlon@hotmail.com](mailto:carlosmarlon@hotmail.com)

### Ednildo Andrade Torres

Universidade Federal da Bahia  
R. Aristides Novis, nº 02. Escola Politécnica, LEN (Laboratório de Energia)  
[edinildo@ufba.br](mailto:edinildo@ufba.br)

### Wilson Luciano

Universidade Federal da Paraíba  
Jardim cidade universitária, LES (Laboratório de Energia Solar)  
[wilsonluciano@hotmail.com](mailto:wilsonluciano@hotmail.com)

**Resumo.** O presente trabalho visa à análise termoeconômica do acoplamento da disponibilidade térmica de motores de combustão interna para o acionamento de sistemas de refrigeração por absorção usando o par frigorífico água-amônia, desenvolvendo-se desta forma um modelo de sistema compacto de cogeração. A análise termodinâmica é feita enfocando-se as visões energética e exergética com a finalidade de captar informações para suprir a carga térmica necessária para refrigerar o abitáculo do veículo e identificar os pontos de irreversibilidades do sistema que merecerão especial atenção no dimensionamento e seleção dos componentes. A unidade é compreendida por: sistema motriz: alimentação, motor, descarga e arrefecimento; unidade de refrigeração por absorção de simples efeito e espaço a ser refrigerado. Cada subunidade merecerá especial atenção em suas análises, fazendo o uso de rotinas da plataforma EES com a aplicação da 1ª e 2ª Leis da Termodinâmica bem como dos conceitos Exergoeconômicos simulando diferentes situações no sistema motriz e no sistema de refrigeração utilizado.

*Palavras chave:* motor automotivo, refrigeração por absorção, exergia e termoeconomia.

### 1. Introdução

Os sistemas de refrigeração usados para climatização de ambientes utilizam em sua grande maioria sistemas de compressão de vapor, nos quais os fluidos de trabalho são os CFCs que atacam e destroem a camada de ozônio da atmosfera. Sendo possível, em muitos casos, a indicação do uso do ciclo de refrigeração por absorção de vapor, que não utiliza fluidos halogenados.

Considerações econômicas e ambientais trouxeram um novo interesse nos refrigeradores alimentados por uma fonte de calor. Um esforço considerável de pesquisa tem sido investido em sistemas de refrigeração desse tipo nos últimos anos. Esses sistemas podem utilizar fontes de energias renováveis, tais como: energia solar, gás natural, gases quentes provenientes do escapamento de automóveis, etc. A utilização desse calor residual tem contribuído para a redução da poluição térmica pela minimização da energia jogada ao ambiente (princípio do aumento de entropia). Essa utilização tem contribuído ainda, para a redução do consumo global de combustíveis e redução do nível de emissões de dióxido de carbono, contribuindo desta forma, para aliviar as variações climáticas do mundo.

Neste cenário, há a necessidade do desenvolvimento de análises adequadas e eficientes para comparar entre si as mais diversas alternativas térmicas de geração de frio, inclusive a partir do aproveitamento da disponibilidade térmica proveniente dos gases de combustão de um motor de combustão interna. A utilização de uma metodologia que associe as análises energética, exergética e econômica se mostram um caminho viável e apropriado. Assim, a análise termoeconômica permite a caracterização efetiva das eficiências que ocorrem em qualquer unidade térmica, valorando os fluxos de energia do sistema.

O presente trabalho apresenta a análise termoeconômica do acoplamento de um motor de combustão interna, operado pelo ciclo Otto, a um sistema de refrigeração por absorção, de simples efeito, que utiliza o par água-amônia como fluido de trabalho. Esta unidade de cogeração faz o uso do aproveitamento da disponibilidade energética dos produtos de combustão da octana. Esta avaliação é desenvolvida computacionalmente em plataforma EES (Engineering Equation Solver), desde a admissão de ar e combustível, passando pelo processo de combustão, até os resíduos provenientes da própria combustão.

## 2. Modelagem Termodinâmica

Para a verificação de uma análise quantitativa do sistema, faz-se o uso da 1ª Lei da Termodinâmica e com o auxílio da 2ª Lei da Termodinâmica pode-se avaliar o sistema do ponto de vista qualitativo, complementando, desta forma, a análise global da unidade.

O sistema estudado consiste de uma unidade de refrigeração por absorção acionada pelos gases de exaustão de um motor de combustão interna automotivo, operando segundo um ciclo Otto.

Ar e combustível entram em correntes separadas no motor onde ocorre o processo de combustão propriamente dito. O calor dos gases de exaustão aciona o gerador de vapor do sistema de refrigeração por absorção, onde existe uma quantidade de solução água-amônia. A energia que acompanha os gases de exaustão é responsável pela separação do refrigerante da solução absorvente no gerador de vapor.

O vapor de refrigerante segue para o condensador onde ocorre o resfriamento pela corrente de ar que passa nas aletas do trocador de calor. Desta forma, o fluido refrigerante é condensado e então segue para o evaporador, passando pela válvula de expansão, diminuindo a pressão e equalizando o sistema.

No evaporador, o refrigerante ao evaporar-se retira calor da água destinada a refrigeração do ambiente a ser climatizado, ou seja, do habitáculo do veículo. Concluído este processo o vapor de refrigerante flui para o absorvedor.

No absorvedor, o refrigerante (amônia) é absorvido pelo absorvente (água) devido a afinidade química existente entre estas duas substâncias, constituindo desta forma o principal fundamento de um sistema de absorção. A solução diluída é, então, bombeada para o gerador, passando pelo trocador de calor intermediário, onde recebe calor proveniente da solução quente que desce pelo gerador. Por sua vez, esta solução passa por uma válvula redutora de pressão, pré resfriando-a, antes da chegada ao absorvedor.

A Fig 1 ilustra o sistema proposto, destacando cada volume de controle analisado segundo os princípios da Termodinâmica.

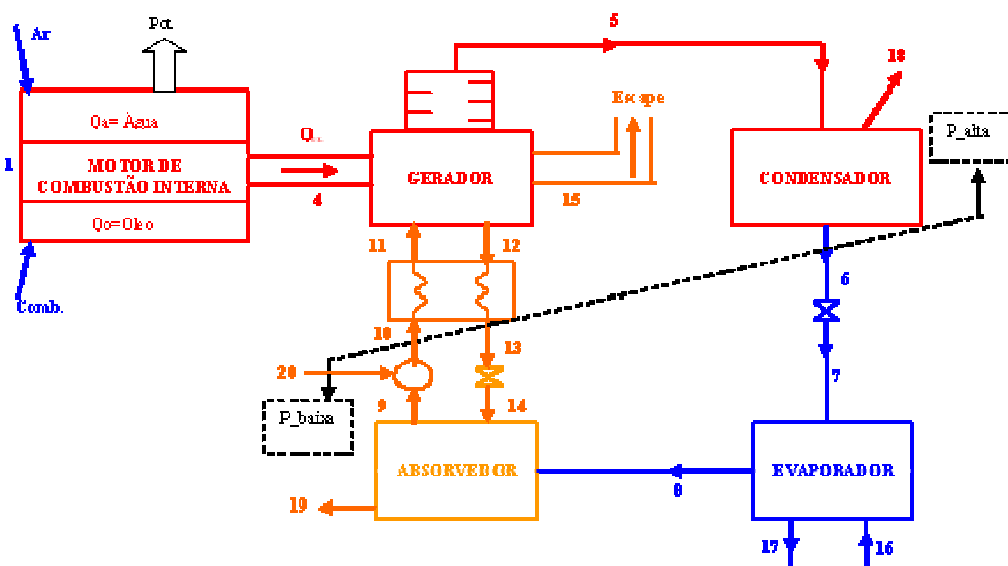
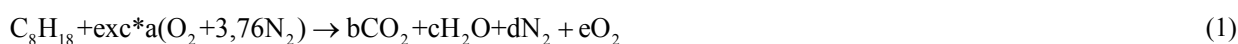


Figura 1. Unidade de refrigeração automotiva.

### 2.1. Modelagem termodinâmica do motor de combustão interna

Para a modelagem termodinâmica do motor de combustão interna, é utilizado um motor Ford I4, 2.0L e 16v como referência para o estudo em questão. Este possui diâmetro interno do cilindro de 87,5mm, curso do pistão de 83,1mm, 4 cilindros e taxa de compressão de 10:1. A combustão é simulada utilizando-se como parâmetro de entrada a composição do combustível.

A simulação do motor de combustão em questão, inicia-se com a determinação dos coeficientes para o balanceamento da equação química da combustão e a determinação da relação ar-combustível. A Eq. (1) mostra a modelagem da combustão baseada na queima estequiométrica da Octana.



O composto C<sub>8</sub>H<sub>18</sub> representa de forma simplificada a octana, e os coeficientes a, b, c, d e e da Eq. (1) representam os coeficientes da equação da combustão a serem determinados.

A energia contida no combustível é calculada através do seu poder calorífico, dada pela Eq. (2).

$$\dot{Q}_i = \dot{m}_{comb.} \cdot PCI_{comb.} \quad (2)$$

A determinação da exergia química do combustível é obtida através da Eq. (3), proposta por Kotas (1995).

$$e^{qui} = \varphi \times PCI_{comb.} \quad (3)$$

O fator  $\varphi$  é o fator de correção para o cálculo da exergia química de combustíveis. A Eq. (4) refere-se ao fator de correção para combustíveis líquidos, onde h, c, o e s referem-se as frações mássicas de hidrogênio, carbono, oxigênio e enxofre presentes no combustível, respectivamente.

$$\varphi = 1,0401 + 0,1728 \frac{h}{c} + 0,432 \frac{o}{c} + 0,2169 \frac{s}{c} \left( 1 - 2,0628 \frac{h}{c} \right) \quad (4)$$

A exergia introduzida ao motor de combustão interna, pelo combustível, é dada pela Eq. (5).

$$Ex_{comb.} = \dot{m}_{comb.} \times e^{qui} \quad (5)$$

Utilizando a metodologia para determinação da temperatura adiabática de chama e analisando o ciclo Otto como sendo um ciclo padrão a ar, encontra-se a temperatura dos gases de exaustão com os dados fornecidos inicialmente.

Para o cálculo da quantidade de calor dos gases de exaustão, inicialmente calcula-se a massa de mistura ar combustível introduzida no motor e supondo queima total dessa massa, tem-se, pela conservação da massa, que a quantidade de massa dos gases de exaustão é igual a quantidade de massa de mistura, dada pela Eq. (6).

$$\dot{m}_{mist.} = \dot{m}_{gases} = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \times Cu \times N \times \eta_{vol} \times \frac{Rot}{2 \times 60} \times \rho_{mist.} \quad (6)$$

A energia dos gases de exaustão, do motor de combustão, que irá acionar termicamente o sistema de refrigeração por absorção é calculada a partir da Eq. (7).

$$\dot{Q}_{gases} = \dot{m}_{gases} \cdot cp_{mist.} \cdot (T_{gases} - T_0) \quad (7)$$

O cp da mistura é obtido pela média ponderada do somatório dos calores específicos dos elementos que compõem os gases de exaustão, em função da temperatura, e a fração mássica de cada um dos elementos, conforme apresentado pela Eq. (8).

$$cp_{mist.} = \sum_i x_i \cdot cp_i \quad (8)$$

O rendimento do motor de combustão interna é calculado com o auxílio da 1ª Lei da Termodinâmica, conforme mostrado na Eq. (9).

$$\eta = \frac{Pot}{\dot{Q}_i} \times 100 \quad (9)$$

A exergia dos gases de exaustão é dada pela soma das parcelas termomecânica (física) e química, obtidas pelas Eq. (10) e (11), respectivamente.

$$\dot{Ex}_{gases}^f = \dot{m}_{gases} \times \sum \left[ (\bar{h} - \bar{h}_0) - T_0 (\bar{s} - \bar{s}_0) \right] \quad (10)$$

$$\dot{E}x_{\text{gases}}^{\text{ch}} = \dot{m}_{\text{gases}} \left( \sum_{i=p} x_i ex_i^{\text{ch}} + RT_0 \sum_{i=p} x_i \ln x_i \right) \quad (11)$$

Logo, a exergia total dos gases de exaustão é dada pela Eq. (12).

$$\dot{E}x_{\text{gases}} = \dot{E}x_{\text{gases}}^{\text{f}} + \dot{E}x_{\text{gases}}^{\text{ch}} \quad (12)$$

A eficiência exergética do motor de combustão interna é calculada utilizando o auxílio da 2ª Lei da Termodinâmica, conforme Eq. (13).

$$\varepsilon_{\text{motor}} = \frac{\text{Pot}}{\dot{m}_{\text{comb.}} \times e^{\text{qui}}} \times 100 \quad (13)$$

## 2.2. Modelagem termodinâmica da unidade de refrigeração por absorção

Para a simulação do sistema de refrigeração por absorção, que utiliza como fluido de trabalho o par água-amônia, utiliza-se os seguintes dados de entrada, seguindo a metodologia proposta por Herold et al. (1996): a temperatura no condensador (temperatura ambiente acrescida de 10°C), temperatura no evaporador de 5°C, a concentração do refrigerante de 0,999634, a concentração da solução rica de 0,368 e a concentração da solução pobre de 0,268. Utilizando os recursos disponíveis na plataforma EES determina-se, então, as propriedades termodinâmicas de cada ponto do sistema, permitindo assim, a realização da avaliação energética e exergética da unidade proposta.

As análises energética e exergética do sistema de refrigeração por absorção são realizadas com base nas equações de balanço de massa, Eq. (14), balanço de energia, Eq. (15), e taxa de geração de entropia, Eq. (16).

$$\frac{d\dot{m}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e - \sum_s \dot{m}_s \quad (14)$$

$$\frac{d\dot{E}}{dt} = \dot{Q} - \dot{W} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s \quad (15)$$

$$\frac{dS_{\text{v.c.}}}{dt} = \sum_e \dot{m}_e s_e - \sum_s \dot{m}_s s_s + \sum \frac{\dot{Q}_{\text{v.c.}}}{T} + \dot{S}_{\text{ger}} \quad (16)$$

Algumas considerações são realizadas, no intuito de simular o funcionamento do sistema de refrigeração por absorção e determinar as propriedades de estados dos pontos, representado na Fig. 1. Estas considerações estão fundamentadas nos trabalhos de Herold *et al* (1996) e Manrique (1991).

- Na saída do condensador, a temperatura do refrigerante líquido corresponde a temperatura de condensação da solução, expressa pela temperatura ambiente acrescida em 10 °C.
  - A temperatura no ponto 13 é definida pela variação de temperatura que o trocador de calor intermediário realiza com o ponto 12;
  - A temperatura do fluido refrigerante na saída do evaporador (ponto 8) é fixada como a temperatura de evaporação;
  - Os pontos 5, 6, 8, 9 e 12 são considerados como pontos de saturação;
  - A diferença entre a concentração de amônia na solução forte e na fraca, ou seja, a largura do processo é fixada;
- A eficiência do sistema de refrigeração por absorção, pela 1ª Lei da Termodinâmica, é dada pelo coeficiente de performance (COP), definido pela Eq. (17), como o coeficiente de energia útil pela energia requerida pelo sistema.

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_{\text{ger}} + \dot{W}_b} \quad (17)$$

Analisando a unidade de cogeração de forma ampla, determina-se a eficiência de primeira Lei global, conforme a Eq. (18), indicando a razão entre os produtos da unidade e o insumo para produção, ambos em base energética.

$$\eta_{\text{global}} = \frac{\text{Pot} + \dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{Q}_i} \times 100 \quad (18)$$



Similar a análise de primeira lei, pode-se determinar os coeficientes para análise de segunda lei. Esta informação complementa a primeira, pois a análise exergética ou de segunda lei leva em consideração as perdas, parâmetro que não é considerado na análise energética.

A Eq. (19) mostra o cálculo da eficiência exergética do sistema de refrigeração por absorção, que leva em consideração a disponibilidade no evaporador e no gerador de vapor.

$$\varepsilon_{\text{refrig}} = \frac{ex_{\text{evap}}}{ex_{\text{ger}}} \times 100 \quad (19)$$

Onde:

$$ex_{\text{evap}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{evap}}}\right) \times \dot{Q}_{\text{evap}} \quad (20)$$

$$ex_{\text{ger}} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{\text{ger}}}\right) \times \dot{Q}_{\text{ger}} \quad (21)$$

A análise exergética da unidade de forma global é apresentada através da Eq. (22).

$$\varepsilon_{\text{global}} = \frac{\text{Pot} + ex_{\text{evap}}}{\dot{m}_{\text{comb}} \cdot e^{\text{qui}}} \times 100 \quad (22)$$

### 3. Modelagem termoeconômica

A termoeconomia, ou ainda exergoeconomia, reúne em um só conceito as análises exergética e econômica de forma a juntar numa única visão as análises de custos exergéticos e econômicos.

Este tipo de análise pode ser feito em todos os casos em que se pode fazer uma análise de 2ª Lei, isto é, aplicável a sistemas termodinâmicos.

Os principais objetivos a serem alcançados são:

- Determinar os custos exergéticos e monetários de cada componente do sistema;
- Calcular separadamente os custos associados aos produtos;
- Calcular separadamente os custos internos dos fluxos da planta;
- Avaliar a variação dos custos dos fluxos com a eficiência dos diferentes equipamentos;
- Comparar de forma equivalente fluxos de diferentes correntes energéticas;
- Como objetivo final, deve-se aos modelos de otimização da planta, localizando variáveis específicas, vislumbrando oportunidades de redução dos custos de produção.

#### 3.1. Custo exergético

O balanço de exergia fornece o valor da destruição de exergia em cada componente do sistema e esta destruição é a diferença entre a exergia que entra e a exergia que sai do volume de controle estudado. Isto porque, em um processo real sempre haverá destruições e perdas resultando em uma exergia maior no insumo do processo em relação à exergia do produto.

Sendo assim, o balanço exergético em cada componente pode ser expresso conforme a Eq. (23):

$$Ex_p = Ex_F - I - Ex_D \quad (23)$$

O custo exergético unitário é uma relação inversa a de eficiência exergética, mostrado na Eq. (24).

$$k = \frac{Ex_F}{Ex_p} = \frac{1}{\varepsilon} \quad (24)$$

ou

$$k = \frac{B_i^*}{Ex_i} \tag{25}$$

Onde  $k$  é o custo exergetico unitário,  $B_i^*$  é a exergetia necessária para a concepção do produto, e  $Ex_i$  é a quantidade mínima de exergetia correspondente ao processo ideal para concepção do produto.

Para a avaliação termoeconômica de um sistema térmico, é necessária a caracterização do mesmo em unidades produtivas. Para a análise da unidade automotiva proposta, as unidades produtivas correspondem aos volumes de controle abordados na análise exergetica, sendo as válvulas de expansão, incorporadas aos equipamentos aos quais elas servem: evaporador e absorvedor respectivamente, conforme apresentado na Fig. 2. As válvulas são incorporadas aos equipamentos citados devido ao significado econômico dos fluxos exergeticos na entrada e na saída serem considerados desprezíveis com relação aos fluxos restantes da unidade estudada.

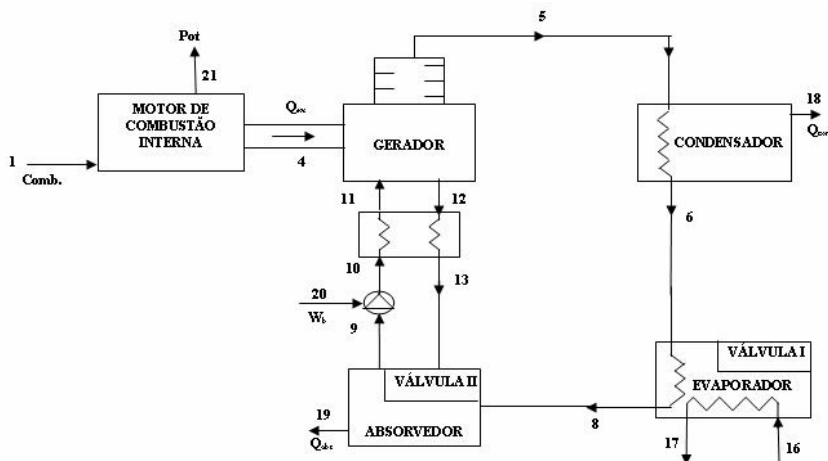


Figura 2. Fluxograma para análise termoeconômica.

### 3.1.1. Regra de dotação de custos exergeticos nos fluxos do sistema

O presente trabalho utiliza as proposições propostas por Valero *et al.* (1996), no formato de equações, a fim de igualar o número de equações ao número de variáveis, já que o número de volumes de controle é inferior a quantidade de fluxos do sistema. Este procedimento, que se baseia unicamente em preceitos termodinâmicos, está descrito abaixo:

- o O custo exergetico ( $B^*$ ) de uma corrente ou o fluxo de exergetia do insumo ( $B_i^*$ ) ou do produto ( $B_p^*$ ) é a quantidade de exergetia necessária para produzi-lo;
- o Uma análise detalhada do processo e da função de cada subsistema na formação dos produtos finais é o único requisito para a atribuição dos custos exergeticos;
- o Os custos exergeticos dos fluxos que entram no equipamento ou subsistema devem ser rateados com os fluxos que deixam o mesmo.

A partir desses preceitos os autores propõem cinco proposições que aplicadas aos volumes de controle, ou seja, às unidades produtivas permitem a determinação dos custos exergeticos dos fluxos.

- Proposição 1 – O custo exergetico é uma propriedade conservativa, conforme apresentado na Eq. (26).

$$\sum_e B_i^* - \sum_s B_j^* = 0 \tag{26}$$

- Proposição 2 – Para um sistema ou volume de controle com mais de um insumo energético entrando ou saindo, os custos exergeticos unitários dos fluxos de exergetia (insumo, fuel) que entram num subsistema, será igual aos custos exergeticos unitários dos fluxos de exergetia que saem (regra dos insumos).

$$\frac{B_e^*}{Ex_e} = \frac{B_s^*}{Ex_s} \rightarrow k_e = k_s \tag{27}$$

- Proposição 3 – Se um sistema cujo produto é formado por vários fluxos, o custo exergetico será o mesmo para cada um deles (regra dos produtos).

$$\frac{B_s^*}{Ex_s} = \frac{B_p^*}{Ex_p} \rightarrow k_s = k_p \tag{28}$$

- Proposição 4 – Aos fluxos das perdas externas deve-se atribuir custo exergético nulo, pois não haverá utilização posterior.

$$\frac{B_i^*}{Ex_i} = 0 \quad (29)$$

- Proposição 5 – na ausência de valoração externa, o custo exergético dos fluxos que entram no sistema é igual a sua exergia.

$$B_i^* = Ex_i \quad (30)$$

### 3.2. Custo monetário

A metodologia utilizada para a valoração dos custos monetários é iniciada utilizando-se a Eq. (31), sendo  $c_F^*$  o custo em unidade monetária por unidade de exergia para o insumo,  $c_p^*$  o custo em unidade monetária por unidade de exergia para o produto, da mesma forma  $Ex_F$  e  $Ex_p$  são as quantidades de exergia para o insumo e produto, e finalmente o termo  $Z$  que leva em consideração os custos de investimento, manutenção e operação.

$$c_p^* \cdot Ex_p = c_F^* \cdot Ex_F + Z \quad (31)$$

Utilizando o conceito de *série uniforme de pagamento*, baseado em remunerar um determinado capital  $P$ , a uma taxa  $i$ , durante  $n$  períodos de tempo, destaca-se a Eq. (32).

$$\frac{A}{P} = \left[ \frac{i(1+i)^n}{(1+i)^n - 1} \right] \quad (32)$$

Esta relação é chamada de *fator de recuperação de capital*, onde  $A$  representa um desembolso ou recebimento. O custo monetário pontual dos subsistemas da unidade proposta é determinado pela Eq. (33).

$$Z_i = \frac{(A/P)}{t_{op}} \cdot F_i \quad (33)$$

Onde  $(A/P)$  é o fator de recuperação de capital,  $F_i$  é o investimento inicial de cada equipamento do sistema e  $t_{op}$  é o tempo de vida útil dos respectivos equipamentos.

### 4. Análise de resultados

A Tab. 1 apresenta os dados de entrada utilizados no código computacional para a determinação de todos os outros parâmetros estudados na avaliação termodinâmica. Os resultados foram determinados variando-se a rotação do motor de combustão interna, simulando as situações de marcha lenta (1000 rpm) e altas rotações (6500 rpm).

Tabela 1. Dados de entrada para o caso exemplo da avaliação do sistema.

Temperatura ambiente	25 °C
Pressão atmosférica	101,325 kPa
Marca/ Modelo do motor	Ford I4 2.0L 16v
Diâmetro interno do cilindro do motor	87,5 mm
Curso do pistão do motor	83,1 mm
Número de cilindros do motor	4
Rendimento volumétrico do motor	0,9993
Taxa de compressão do motor de combustão	10:1
Temperatura de evaporação do sistema de refrigeração	5 °C
Concentração do vapor de amônia utilizado na refrigeração	0,999634
Diferença de concentração entre solução fraca e forte (largura do processo) do sistema de refrigeração	0,1
Diferença de temperatura no trocador de calor intermediário do sistema de refrigeração	60

#### 4.1. Resultados para o motor de combustão interna

Variando-se a rotação do motor de combustão é possível avaliar as diversas situações de carga utilizada nos automóveis, como em marcha lenta e em altas rotações. Na Fig. 3 é possível observar os resultados da curva de potência que fora levantada em dinamômetro, para o motor utilizado na análise. A figura também mostra a variação da quantidade de calor, que acompanha os gases de exaustão em função da rotação. São apresentadas as curvas para a combustão ocorrendo sem excesso de ar, com 10% de excesso de ar, 20% de excesso de ar e para 30% de excesso de ar.

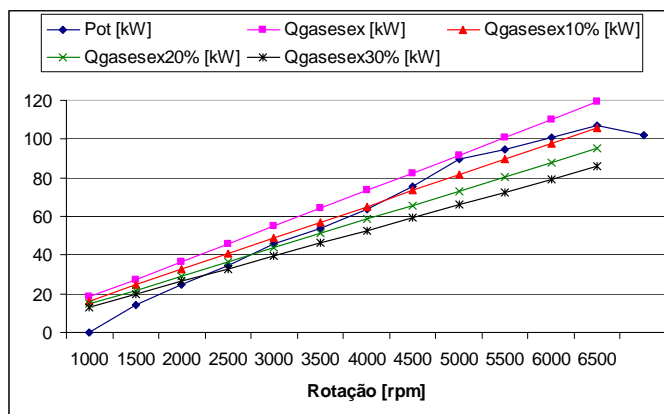


Figura 3. Variação da potência e dos gases de exaustão com a rotação do motor.

A metodologia utilizada para a determinação da temperatura dos gases de exaustão foi a metodologia de cálculo para ciclo padrão a ar Otto conforme Van Wylene, 1998. A temperatura dos gases de exaustão é de  $T_4 = 680,5 \text{ }^\circ\text{C}$ .

São apresentadas na Tab. 2 as temperaturas dos gases de exaustão medidas na bancada de testes, em função da rotação do motor de combustão interna utilizado.

Tabela 2. Temperatura dos gases de exaustão do motor em função da rotação.

Rotação [rpm]	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000
Temperatura [ $^\circ\text{C}$ ]	523	620	661	691	716	753	801	842	850	849	859

#### 4.2. Resultados do sistema de refrigeração por absorção

Para o sistema de refrigeração por absorção foram determinados os estados termodinâmicos para cada ponto do ciclo através do programa computacional desenvolvido, conforme mostrado na Tab. 3. Para a análise específica foram fixados valores para rotação,  $Rot = 2500 \text{ rpm}$  e potência  $Pot = 45,55 \text{ kW}$ , além dos outros dados de entrada citados anteriormente.

Os parâmetros determinados na análise são: vazão ( $\dot{m}$ ), temperatura (T), pressão (P), concentração da solução (x), entalpia (h), entropia (s) e exergia específica (ex) para os fluxos do sistema de refrigeração automotivo proposto.

Tabela 3. Estados termodinâmicos da unidade de refrigeração.

Pontos	Fluxos termodinâmicos	$\dot{m}$	T	P	X	h	s	ex
		(kg/s)	( $^\circ\text{C}$ )	(bar)		(kJ/kg)	(kJ/kg.K)	(kJ/kg)
1	Entrada de combustível - líquido	0,003481	25	1,013				39790
4	Gases de exaustão	0,05253	680,5	3,241				7205
5	Refrigerante (amônia a 99,9%)- vapor	0,02191	39,94	13,51	0,9996	1297	4,238	354,2
6	Refrigerante- líquido saturado	0,02191	35	13,51	0,9996	166	0,5793	314
7	Refrigerante - mistura bifásica	0,02191	-12,48	2,625	0,9996	166	0,6521	292,3
8	Refrigerante - vapor saturado	0,02191	5	2,625	0,9996	1296	4,967	135,8
9	Solução Concentrada- líquido saturado	0,1599	42,58	2,625	0,3677	-30,81	0,5103	3,289
10	Solução Concentrada- líquido comprimido	0,1599	44,85	13,51	0,368	-20,27	0,5397	5,053

11	Solução Concentrada- líquido comprimido	0,1599	96,51	13,51	0,368	210,1	1,21	35,41
12	Solução Diluída – líquido saturado	0,138	124,3	13,51	0,2677	369,6	1,573	61,75
13	Solução Diluída – líquido saturado	0,138	64,29	13,51	0,268	102,7	0,8465	11,59
14	Solução Diluída – mistura bifásica	0,138	62,83	2,625	0,268	102,7	0,8501	10,51
16	Entrada de água gelada – líquido comprimido	1,18	12			50,51	0,1806	1,218
17	Saída de água gelada – líquido comprimido	1,18	7			29,53	0,1064	2,369

A Fig. 4 mostra a variação dos fluxos de calor, considerando combustão completa da octana (sem excesso de ar), de cada volume de controle em função da rotação do motor de combustão interna.

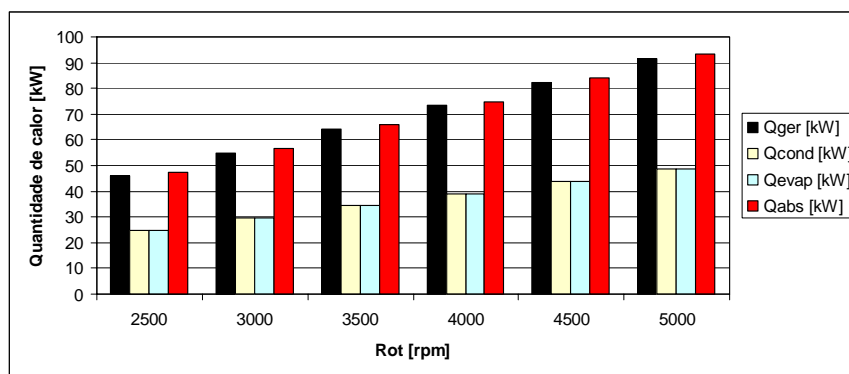


Figura 4. Variação dos fluxos energéticos do sistema de refrigeração por absorção.

Aplicando-se a Eq. (17), encontra-se o valor do coeficiente de performance do sistema de refrigeração por absorção (COP) de 0,521. A Fig. 5 mostra a variação do coeficiente de performance em função da variação de temperatura no trocador de calor intermediário (regenerador).

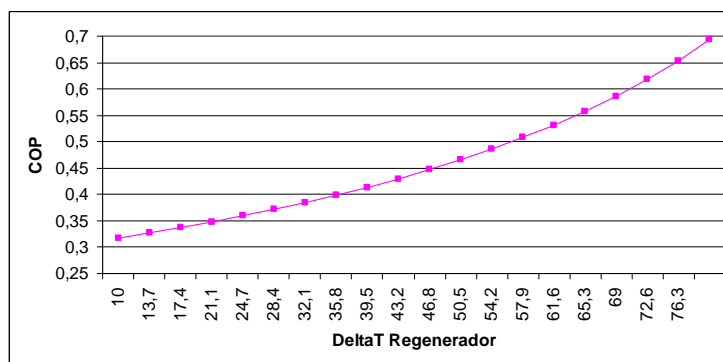


Figura 5. Variação do COP em função da variação de temperatura no regenerador.

A Fig. 6 apresenta a variação do percentual das irreversibilidades em função da rotação do motor de combustão interna para os seguintes componentes do sistema de refrigeração por absorção: gerador, condensador, evaporador, absorvedor, válvulas, bomba e regenerador.

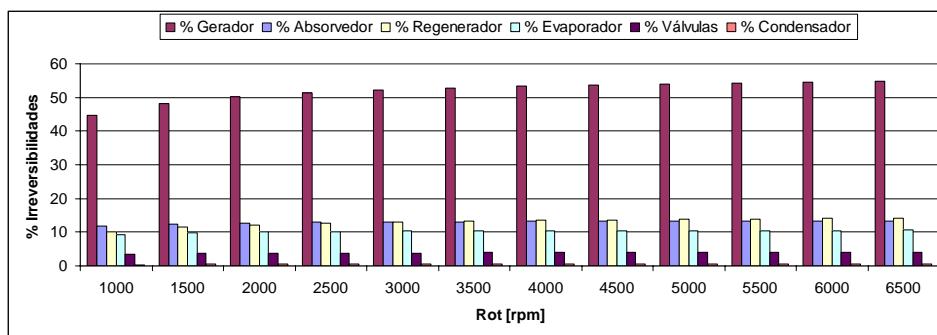


Figura 6. Variação do percentual das irreversibilidades em função da rotação do motor de combustão interna.

### 4.3. Resultados do acoplamento do motor de combustão interna ao sistema de refrigeração por absorção

A Fig. 7 mostra a variação das eficiências de primeira e segunda leis da termodinâmica para o motor de combustão, para o sistema de refrigeração por absorção e para a unidade acoplada, em função da rotação. Observa-se que a eficiência da unidade cogeneradora é maior do que a eficiência de ambos os equipamentos: motor de combustão interna e sistema de refrigeração por absorção trabalhando em separado, indicando o uso racional da cogeração para sistemas desse tipo.

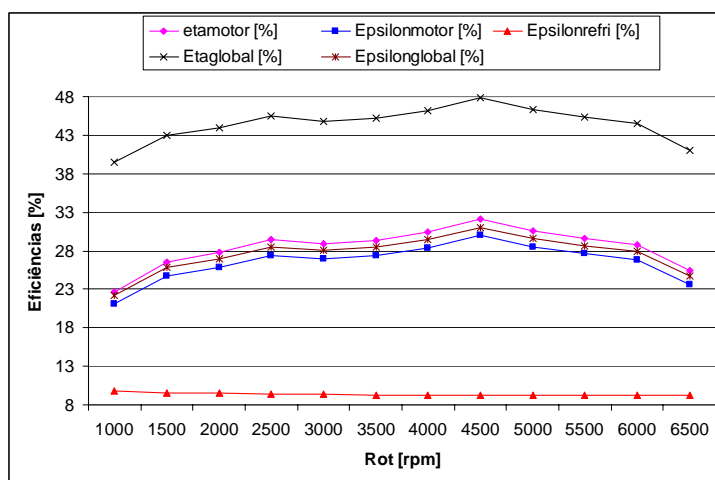


Figura 7. Comparação entre as eficiências da unidade global e as eficiências dos equipamentos em separado.

### 4.4. Resultados da análise termoeconômica

São listados na Tab. 4, com base na Fig. 2, os resultados dos parâmetros termoeconômicos de cada fluxo da unidade: os fluxos exergéticos (B), os fluxos dos custos exergéticos (B\*), os custos exergéticos unitários (k), os custos monetários (Pc) expressos em R\$/s, os custos monetários (Pc\*) expressos em R\$/ano, os custos monetários por unidade de exergia (c\*) expressos em R\$/kJ e expressos em R\$/MWh ou R\$/ton (c##).

Foram destacados os fluxos de saída da unidade de cogeração, que representam os produtos: corrente 17, que representa a água gelada; as perdas, representadas pelas correntes 18 e 19 relativos aos fluxos de calor que deixam o condensador e o absorvedor respectivamente. Os insumos da planta estão representados pelos fluxos 1, 16 e 20 que representam o combustível, a água que entra no evaporador e o trabalho consumido pela bomba de solução.

Tabela 4. Resultados da análise termoeconômica da unidade de refrigeração automotiva.

Fluxos	Descrição	B (kW)	B* (kW)	k (kW/kW)	Pc x10 <sup>-5</sup> (R\$/s)	Pc* (kR\$/Ano)	c* x10 <sup>-5</sup> (R\$/kJ)	c## (R\$/MWh) ou (R\$/ton)##
1	Combustível	138,5	138,5	1	1197	377,4	8,638	3437 ##
4	Gases de exaustão	25,08	92,98	3,707	425	134	16,94	80,9 ##
5	Refrigerante	7,76	67,95	8,757	310,6	97,94	40,02	141,7 ##
6	Refrigerante	6,879	34,17	4,967	277,1	87,4	40,29	126,5 ##
8	Refrigerante	2,975	14,78	4,967	119,9	37,8	40,29	54,7 ##

9	Solução rica	0,5259	5,39	10,25	30,65	9,666	58,29	1,917 ##
10	Solução rica	0,8079	7,075	8,757	32,34	10,2	40,02	2,023 ##
11	Solução rica	5,661	49,58	8,757	226,6	71,46	40,02	14,17 ##
12	Solução pobre	8,52	74,61	8,757	341	107,5	40,02	24,71 ##
13	Solução pobre	1,599	32,11	20,08	146,8	46,28	91,78	10,64 ##
16	Entrada de água gelada	1,437	1,437	1	1,437	0,4531	1	0,01218 ##
17	Saída de água gelada	2,795	20,83	7,45	158,7	50,06	56,79	1,345 ##
18	Fluxo de calor do condensador	0,8043	33,78	42,01	33,45	10,55	41,59	1497
19	Fluxo de calor do absorvedor	1,809	41,49	22,94	236	74,42	130,5	4697
20	Energia elétrica para a bomba	1,685	1,685	1	1,685	0,5315	1	36
21	Potência mecânica do motor	45,55	45,55	1	771,7	243,4	16,94	609,9

São apresentados, pela Tab. 5, os custos monetários da potência de eixo em função da rotação do motor de combustão interna.

Tabela 5. Custos monetários da potência de eixo do motor de combustão interna.

Rot [rpm]	Custo da Potência Mecânica do Motor [kR\$/Ano]			
	sem excesso de ar	10% de excesso de ar	20% de excesso de ar	30% de excesso de ar
1000	123,7	110,7	103,5	97,05
1500	170,2	151,7	143,1	135,3
2000	209,6	186,3	177	168,4
2500	243,4	215,7	206,3	197,5
3000	272,7	241,1	232	223,2
3500	298,3	263,3	254,5	246
4000	321	282,7	274,6	266,5
4500	341,1	300	292,5	284,9
5000	359,2	315,4	308,6	301,6
5500	375,4	329,3	323,2	316,8
6000	390,1	341,7	336,4	330,6
6500	403,5	353,1	348,5	343,3

Outros resultados podem ser obtidos pela análise termoeconômica para este tipo de unidade. Pode-se obter, para o investimento realizado, uma análise de amortização de custos para uma taxa de juros de 3%, 5% e 8% ao ano e para um período de operação da unidade de 5 anos, 10 anos e 15 anos, conforme apresentado na Tab. 6.

Tabela 6. Amortização dos custos em função da taxa de juros e ao longo dos anos.

Tempo de Operação (anos)	5			10			15		
	3	5	8	3	5	8	3	5	8
Investimento Motor (R\$/ano)	87,34	92,39	100,20	23,45	25,90	29,81	11,17	12,85	15,58
Sistema de refrigeração (R\$/ano)	78,61	83,15	90,16	21,10	23,31	26,83	10,05	11,56	14,02

## 5. Referências

- Adewusi, S. A., Zubair, S. M, 2004, "Second Law Based Thermodynamic Analysis of Ammonia-Water Absorption Systems". *Energy Conversion and Management*, pp. 1-15.
- Cortez, L. A. B., Larson, D. L., Silva, A., 1997, "Energy and Exergy Evaluation of Ice Production by Absorption Refrigeration". *ASAE Transaction*, Vol. 40(2), pp 395-403.
- Gallo, W. L. R. and Milanez, L. F., 1992, "Exergetic Analysis of Ethanol and Gasoline Fueled Engines". *SAE International*, Feb 24-28.
- Herold, K. E., Radermacher, R., Klein, S. A., 1995, *Absorption Chillers and Heat Pumps*. CRC Press, USA.

- Kotas, T. J., 1995, *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida.
- Lozano, M. A., Valero, A., 1993, "Theory of Exergetic Cost. Energy". *Pergamon Press*. Vol. 18, n° 9, pp 939-960.
- Marques, A. da S., 2000, *Análise Termoeconômica de um Sistema de Refrigeração Automotivo por Absorção*. Dissertação de M. Sc., CPGEM/UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- Marques, A. da S., 2000, "Sistema Regenerativo de Calor de Combustão para Refrigeração", PIBIC, João Pessoa, PB, Brasil.
- Misra, R. D., Sahoo, P. K., Gupta, A., 2004, "Exergoeconomic optimisation of an aqua-ammonia absorption refrigeration system". *Int. J. Exergy*, Vol. 1, No. 1.
- Moran, M. J., Shapiro, H. N., 2002, *Princípios de Termodinâmica para Engenharia*. 4ª Edição, Editora LTC, Rio de Janeiro, RJ.
- Pimenta, J. M. D., Santos, R. O., Carvalho, E. N., Teixeira, R. R., 2004, "Projeto e Simulação de uma Unidade de Absorção, para Aplicações de Refrigeração Automotivas". In: *ENCIT*, CIT04-0625, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- Santos, C. M., 2005, *Análise Exergoeconômica de uma Unidade de Cogeração a Gás Natural com Refrigeração por Absorção*. Dissertação de M. Sc., CPGEM/UFPB, João Pessoa, PB, Brasil.
- Szargut, J., Morris, D.R., Steward, F. R., 1988, *Exergy Analysis of Thermal, Chemical and Metallurgical Processes*. Hemisphere Publishing Co., New York, USA.
- Taylor, C. F., 1971, *Análise dos Motores de Combustão Interna*. Volumes 1 e 2 2ª Edição, Editora Edgard Blücher, São Paulo, SP.
- Tsatsaronis, G., 1993, "Thermoeconomic Analysis and Optimization of Energy Systems". *Progress in Energy and Combustion Science*, Vol. 19, n° 3, pp. 227-257.

## **THERMOECONOMIC EVALUATION IN AUTOMOTIVE ABSORPTION REFRIGERATION SYSTEM**

Adriano da Silva Marques  
Federal University of Paraíba  
Garden city university, LES (Solar Energy Laboratory)  
adrianomarques25@hotmail.com

Carlos Antonio Cabral dos Santos  
Federal University of Paraíba  
Garden city university, LES (Solar Energy Laboratory)  
cabral@les.ufpb.br

Carlos Marlon dos Santos  
Federal University of Bahia  
R. Aristides Novis, number 02, LEN (Energy Laboratory)  
carlosmarlon@hotmail.com

Ednildo Andrade Torres  
Federal University of Bahia  
R. Aristides Novis, number 02, LEN (Energy Laboratory)  
ednildo@ufba.br

Wilson Luciano  
Federal University of Paraíba  
Garden city university, LES (Solar Energy Laboratory)  
wilsonluciano@hotmail.com

### **Abstract**

This article shows a thermoeconomic evaluation in the exhaust gases from engines to switch on absorption refrigeration systems which use ammonia-water coolant, developing thus a model of the compact cogeneration system. The thermodynamic evaluation is done with the energetic and exergetic focus in order to get information to furnish necessary thermal charge, make the vehicle's cockpit cooler and to identify irreversible system points that will deserve special attention regarding component design and selection phase. This system is composed for: engine system: engine, exhaust gasses and cooling system; absorption refrigeration system of simple effect and cockpit. Each subunit will deserve special attention using EES (Engineering Equation Solver) platform and applying the 1st and 2nd Thermodynamic laws to achieve Exergoeconomic results, simulating different situations in the cogeneration system.

Keywords: Engine, Absorption Refrigeration, Exergy and Thermoeconomy.



## UM SISTEMA DE CONTROLE MULTIMALHA PARA UM PROCESSO DESUMIDIFICADOR DESSECANTE

### José Maria Galvez

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha,  
31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brasil  
[jmgalvez@ufmg.br](mailto:jmgalvez@ufmg.br)

### Antônio Max José da Cruz

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha,  
31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brasil  
[antoniomax@petrobras.com.br](mailto:antoniomax@petrobras.com.br)

### Márcio Fonte Boa Cortez

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha,  
31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brasil  
[fonteboa@demec.ufmg](mailto:fonteboa@demec.ufmg)

### Gilva Altair Rossi de Jesus

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha,  
31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brasil  
[gilva@demec.ufmg.br](mailto:gilva@demec.ufmg.br)

**Resumo.** Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um modelo dinâmico para um sistema de resfriamento e desumidificação (SIREN) baseado em rotores dessecantes. O procedimento de modelagem foi realizado considerando sua futura utilização como ferramenta de projeto de controladores PID. O modelo proposto foi validado através de simulação computacional para diversos valores de umidade, temperatura e vazão do ar de processo. Uma breve revisão dos processos termodinâmicos que ocorrem nos diversos componentes do sistema de desumidificação, com objetivos de automação e controle, é também apresentado. A estratégia de controle da umidade do ar de processo utiliza a temperatura do ar de reativação como variável manipulada. Os resultados obtidos mostraram a validade do procedimento proposto.

**Palavras chave:** Sistemas de Desumidificação; Rotor Dessecante; Controle de Ar Ambiente; Controle da Qualidade do Ar.

### 1. Introdução

Os avanços tecnológicos das últimas décadas criaram a necessidade do desenvolvimento de novas técnicas para o controle das condições do ar em ambientes industriais. O controle independente da temperatura e da umidade do ar tornou-se vital para os processos produtivos de forma a manter a mesma qualidade do produto em todas as condições de operação. Os sistemas convencionais de compressão mecânica de vapor não conseguem atender aos atuais níveis de umidade requeridos na produção e no armazenamento de produtos sensíveis a umidade. As elevadas exigências de ventilação e de qualidade do ar interior (QAI) dificultam o uso de condicionadores de ar convencionais em operações nas quais o ar de entrada está em condições extremas de umidade. A finalidade de sistemas de resfriamento e desumidificação (SIREN) é controlar a umidade, a temperatura e a vazão do ar à saída do equipamento para diversas condições psicrométricas do ar na sua entrada. Em geral, controladores do tipo PID são utilizados como elementos de controle, entretanto a sintonia destes apresenta severas dificuldades.

Atualmente, a melhor solução são os rotores dessecantes, cuja utilização se dá nas mais diversas aplicações em que se pretendem a remoção ou a transferência do vapor d'água. Os rotores dessecantes possuem grande área frontal (cujo diâmetro é dimensionado em função da vazão de ar ótima) e grande superfície de adsorção (cujas dimensões dependem da profundidade do rotor e da profundidade de adsorção na superfície porosa interna). O SIREN considerado neste trabalho permite o controle automático de umidade relativa na faixa de 10% a 40%, de vazão entre 1200 e 4200 m<sup>3</sup>/h e de temperatura entre 10 e 25°C. Este trabalho apresenta a elaboração de um modelo dinâmico para o SIREN baseado

em características físicas de cada componente com o objetivo de ser utilizado como ferramenta de análise e simulação na sintonia dos parâmetros proporcional, integral e derivativo do controlador.

## 2. Sistema de Resfriamento e Desumidificação (SIREDD)

A Figura (1) apresenta o SIREDD constituído por: o sistema de filtragem, o primeiro estágio de resfriamento (primeira serpentina), o rotor dessecante, o segundo estágio de resfriamento (segunda serpentina) e o ventilador do ar de processo. Adicionalmente, o sistema também inclui: válvulas controladoras do fluxo de ar, rede de dutos e o sistema de automação e controle.

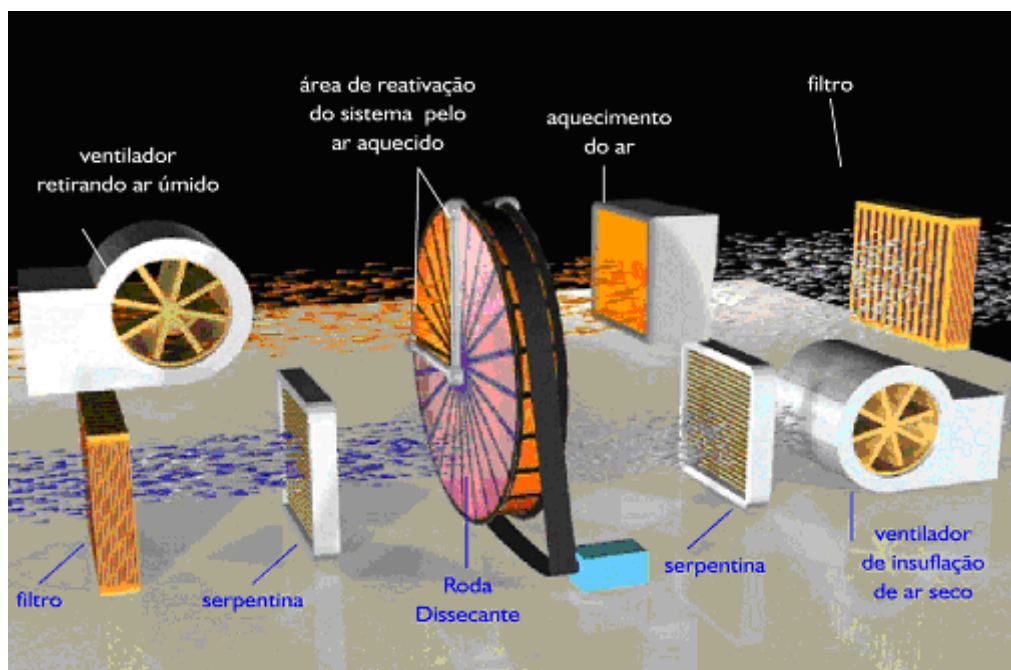


Figura 1. Unidades Básicas do SIREDD.

O sub-sistema de filtragem possui três estágios: um filtro metálico tipo G0 lavável, um filtro tipo plano G3 e um filtro tipo bolsa F1 plissado. Após os filtros, o ar é resfriado para padronização do processo por meio de uma serpentina na qual circula água gelada. A Tabela (1) apresenta as condições termodinâmicas do sistema neste primeiro estágio (operando em vazão máxima).

Tabela 1. Condições Termodinâmicas no Primeiro Estágio (a carga plena).

	Entrada	Saída
Temperatura da Água	8 °C	14 °C
Temperatura do Ar	40 °C	10 °C
Umidade do Ar	50 %	100 %
Calor Total	73.321 kcal/h (30.482,0 (sensível) + 42.748,2 (latente))	
Vazão de Condensado	79,5 l/h	

A água gelada é fornecida por um resfriador com condensação a ar. As bombas de água gelada (da Schneider) possuem motores elétricos de indução trifásicos de 380 V de alto rendimento da WEG. O SIREDD conta ainda com uma caixa d'água para expansão de líquido e uma válvula de 3 vias com comando elétrico.

O ar ambiente é previamente resfriado no primeiro estágio de resfriamento por processo convencional indireto (com resfriador, serpentina e ventilador) e então direcionado para o rotor dessecante.

O rotor dessecante em sílica-gel gira num meio com dois fluxos de ar (em oposição). O ar do processo (previamente resfriado a 10°C) passa através da parte principal do rotor ( $\frac{3}{4}$  da sua seção transversal) e torna-se mais seco. A umidade da água é transferido do ar de processo para o rotor dessecante e é removida deste pelo ar de reativação (previamente aquecido) numa área correspondente a  $\frac{1}{4}$  da seção transversal do rotor num processo contínuo e uniforme resultante do efeito da rotação, o que regenera (seca) o rotor. O rotor possui as seguintes características: diâmetro de 965 mm; profundidade de 200 mm; confeccionado em sílica-gel; velocidade de rotação de 24 rph; relação de área R/P de 0,333.

Desta forma, o controle da umidade do ar de processo pode ser realizada na medida em que se controla a temperatura do ar de reativação. Tem-se uma relação inversa, ou seja, quanto maior a temperatura do ar de reativação, menor a umidade do ar de saída. Em média, a reativação começa aos 60°C e a temperatura máxima segura para

reativação situa-se em torno de 160°C. Para sistemas não controlados, o fabricante recomenda o valor de 140°C para a temperatura padrão de reativação.

Ao passar pelo rotor dessecante, o ar é aquecido entre 20°C e 30°C (dependendo do grau de umidade requerido), da saída do rotor o ar é direcionado para a segunda serpentina de resfriamento que tem a função de baixar a sua temperatura para um valor ajustado pelo operador do processo. A Tabela (2) apresenta as condições termodinâmicas neste segundo estágio.

Tabela 2. Condições Termodinâmicas no Segundo Estágio (a carga plena).

	Entrada	Saída
Temperatura da Água	8 °C	14 °C
Temperatura do Ar	30,7 °C	9,9 °C
Umidade do Ar	2,11 g/kg	2,11 g/kg
Calor Total	22.209,2 kcal/h (latente)	

A temperatura de ajuste é garantida por uma válvula de 3 vias com comando elétrico usada para controlar a vazão de água gelada que passa pela serpentina e, assim, a temperatura do ar.

O ventilador é do tipo centrífugo, de simples aspiração, com pás curvadas para trás e acionado por um conjunto inversor de frequência - motor de indução de 3 CV. O ventilador possui as seguintes características: velocidade de 2880 rpm, pressão estática de 115 mmH<sub>2</sub>O e vazão de 4200 m<sup>3</sup>/h.

O ar tratado é levado até a chão de fábrica através de um duto retangular, de dimensões 50x400x600 mm, confeccionado em chapa galvanizada com bitola 20, térmicamente isolado com polietileno e lã de vidro.

O sistema de controle é constituído por um PLC Siemens 314 C 2DP com placa de rede, interface Profibus<sup>(R)</sup>, IHM e placas I/O (analógicas e digitais).

O ciclo dessecante do SIRED é apresentado na carta psicrométrica da Figura (2).

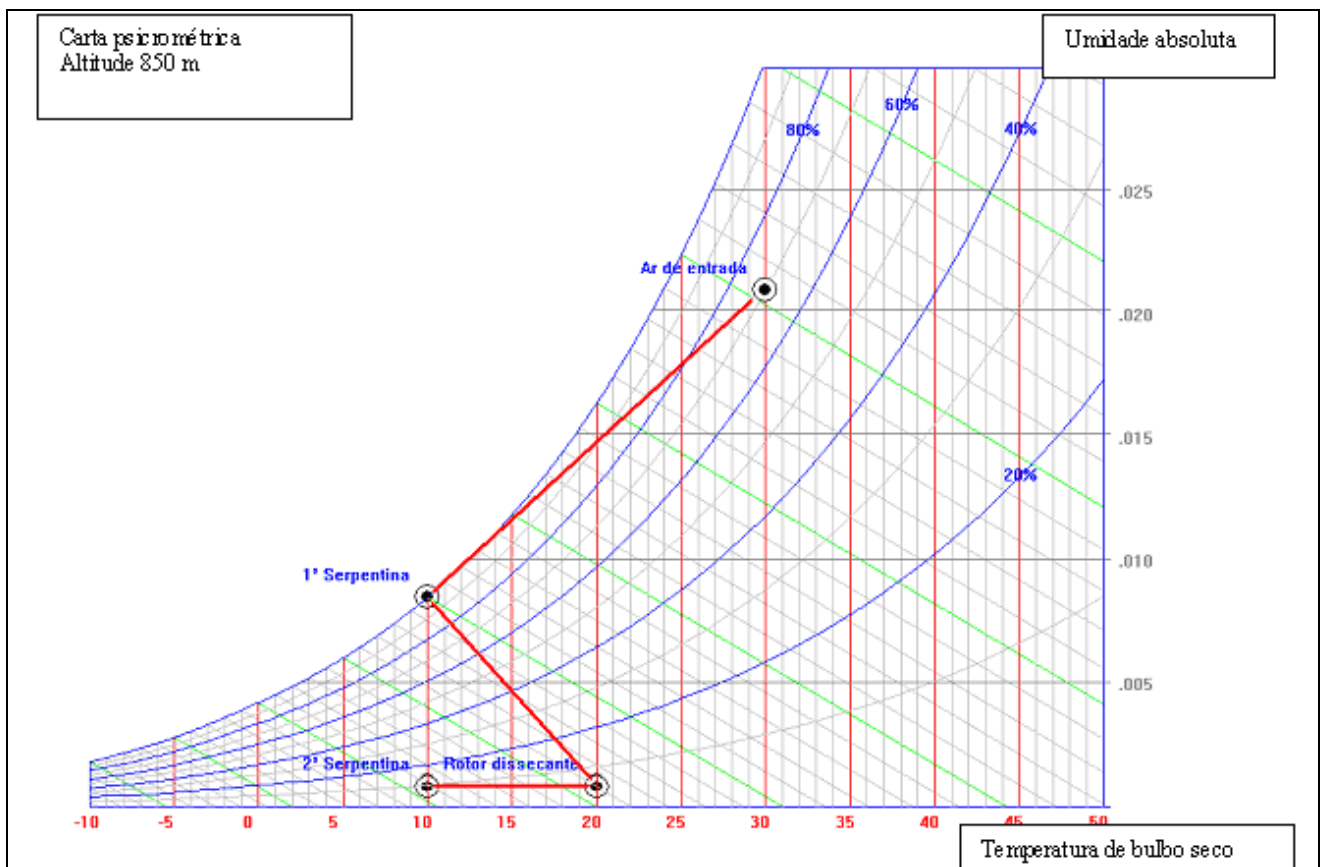


Figura 2. Carta Psicrométrica do Ciclo Dessecante do SIRED.

Finalmente, o aquecimento do ar de reativação é realizado por um banco de resistências elétricas com uma potência total máxima de 52 kW. A temperatura é controlada por um módulo tiristorizado (conversor estático CA/CA) ligado a este banco de resistências.

A temperatura do ar de reativação não é a única variável a influenciar na taxa de desumidificação do rotor. As variáveis que influenciam neste processo são (Camargo, 2003): a) relação R/P (relação vazão de ar de reativação/ar de processo), b) temperatura do ar de reativação, c) temperatura do ar de processo na entrada, d) velocidade do ar de processo através do dessecante, e) umidade do ar de processo na entrada, f) umidade do ar de reativação, g) velocidade do ar de reativação através do dessecante, h) quantidade de dessecante em contato com a corrente de ar, i) propriedades características do dessecante, j) etc.

A escolha das variáveis mais apropriadas passa por uma análise técnica/econômica que deve ser realizada caso a caso. Neste trabalho a temperatura do ar de reativação e a relação R/P foram finalmente escolhidas como as opções mais interessantes para serem utilizadas com variáveis manipuladas no controle do processo de desumidificação.

A Figura (3) apresenta a influência da relação vazão de ar de reativação / ar de processo (R/P) na temperatura e na umidade absoluta do ar de insuflação na saída do desumidificador. Uma menor relação R/P proporciona um menor consumo de energia na reativação, (Camargo 2003).

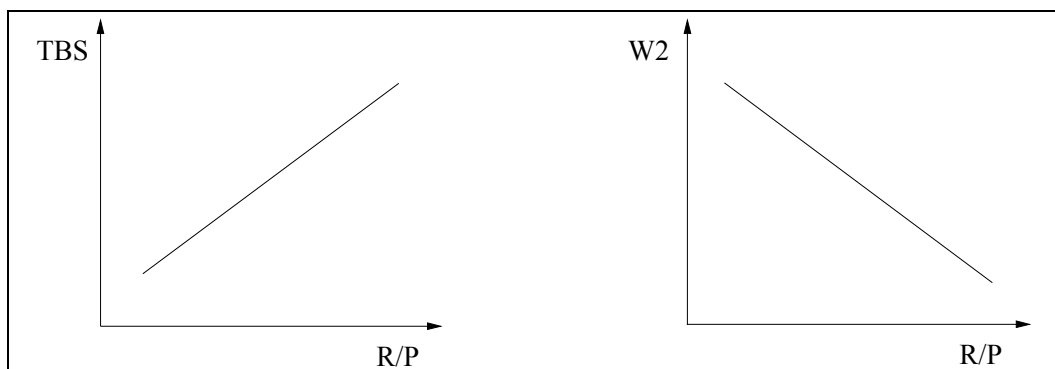


Figura 3. Influência dos Fluxos do Ar de Reativação e do Ar de Processo.

Em um desumidificador rotativo, a temperatura do ar de reativação tem um forte efeito no seu desempenho. Quanto mais quente o dessecante mais facilmente ele desprenderá a umidade. E quanto mais seco ele estiver mais umidade ele poderá absorver do ar de processo. A Figura (4) mostra a influência da temperatura de reativação na temperatura e na umidade absoluta do ar de insuflação na saída do desumidificador (Camargo 2003).

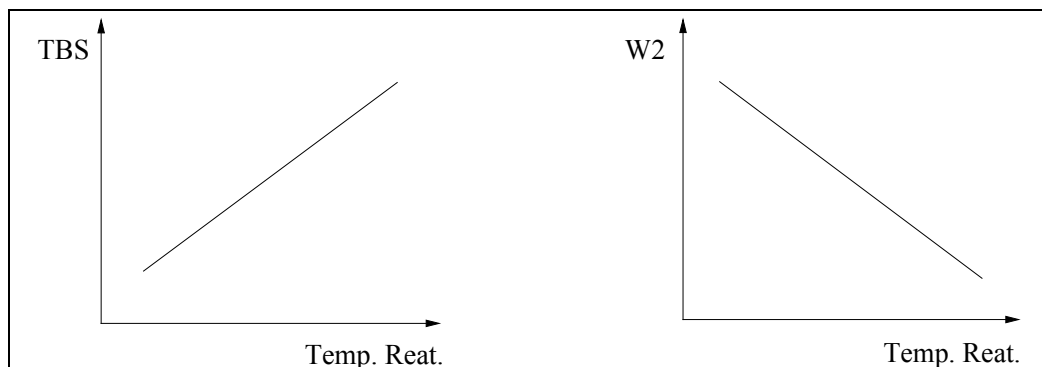


Figura 4. Influencia da Temperatura de Reativação.

### 3. Modelagem do Sistema

Sistemas térmicos são representados por modelos a parâmetros distribuídos, desafortunadamente tais modelos não são adequados para a análise e o projeto de sistemas de controle. Neste trabalho, um procedimento de modelagem heurístico foi desenvolvido. O procedimento apresentado a seguir foi implementado em duas etapas: na primeira etapa, os parâmetros do modelo estático que define o regime permanente foram obtidos; na segunda etapa, constantes de tempo e atrasos foram adicionados ao modelo estático de forma a incluir a dinâmica do sistema. O procedimento de modelagem dos diversos subsistemas que constituem o SIREN é apresentado a seguir:

- **O Rotor Dessecante**

Rotores dessecantes possuem uma área frontal cujas dimensões são definidas baseadas na vazão ótima de operação e também uma grande superfície de adsorção cujas dimensões dependem na largura do rotor e da porosidade da sua superfície interna. A Figura (5) apresenta o esquema de um desumidificador tipo cilindro rotativo.

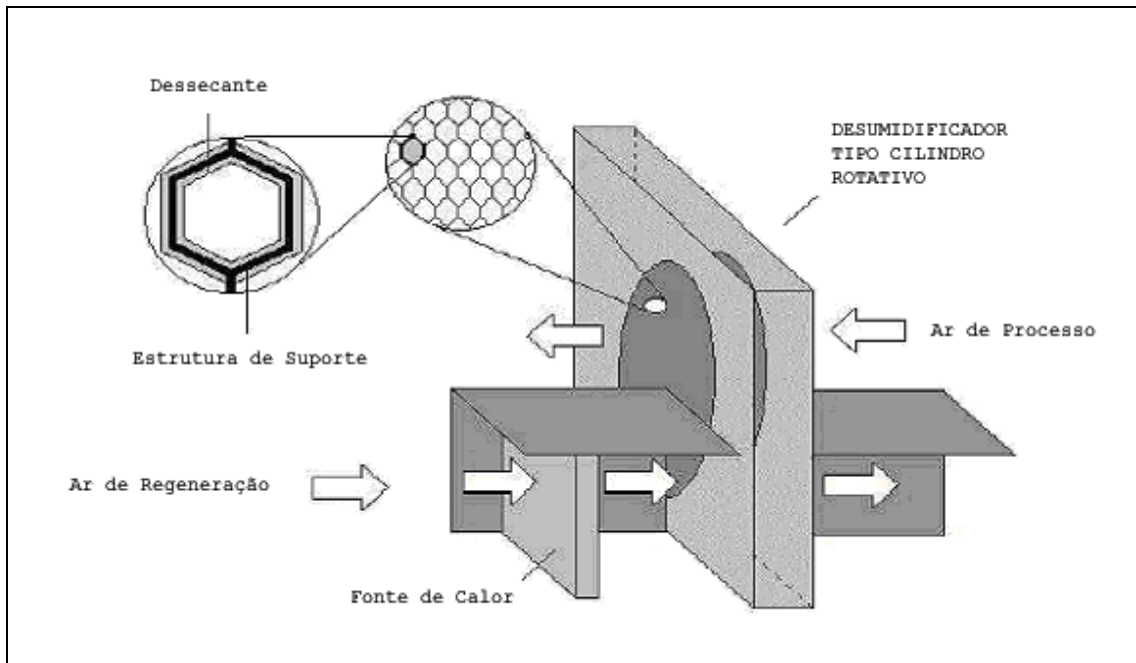


Figura 5. Desumidificador tipo Cilindro Rotativo (Camargo, 2003).

No interior do rotor dessecante ocorre a interação termodinâmica entre o ar de reativação e o ar de processo. Conseqüentemente, relações matemáticas podem ser estabelecidas entre a vazão e temperatura do ar de regeneração (na entrada do rotor dessecante) e a umidade e vazão do ar de processo (na saída do equipamento a uma distancia  $L$  do rotor). Devido à interação entre os fluxos, a operação de um desumidificador dessecante pode ser considerada análoga à de uma “bomba de calor úmida”, ou seja, ele transfere calor latente (umidade) da corrente de ar de processo para a corrente de ar de reativação, Figura (6).

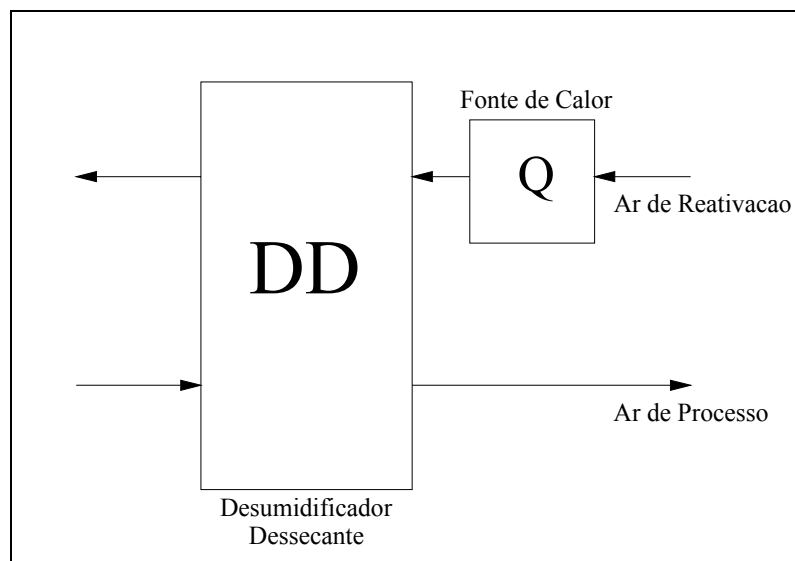


Figura 6. Fluxos de Ar de Processo e de Reativação.

Tratando o rotor como um trocador de umidade (Camargo, 2003), tem-se:

$$Q_r(W_{rs} - W_{re}) = Q_p(W_{pe} - W_{ps}) \quad (1)$$

Neste caso, o ponto ótimo de operação ocorre quando a relação entre a vazão do ar de reativação ( $Q_r$ ) e a do ar de processo ( $Q_p$ ) é igual a 1/3. A partir de informações do rotor dessecante fornecidas pelo fabricante, a relação entre a taxa de desumidificação ( $W_{pe} - W_{ps}$ ) com a temperatura ( $\theta_r$ ) e vazão do ar de reativação ( $Q_r$ ) pode ser aproximada por

$$(W_{pe} - W_{ps}) = 0,051 \theta_r(t) + 1,8 \ln(Q_r) \Rightarrow W_{ps} = W_{pe} - 0,051 \theta_r(t) - 1,8 \ln(0,333 Q_p) \quad (2)$$

com  $\theta_r$  e  $\theta_p$  em °C,  $Q_r$  e  $Q_p$  em m<sup>3</sup>/h,  $W_r$  é a umidade absoluta do ar de reativação no rotor em g<sub>água</sub>/kg<sub>ar</sub>,  $W_p$  é a umidade absoluta do ar de processo no rotor em g<sub>água</sub>/kg<sub>ar</sub>. Os subscritos “e” e “s” referem-se a entrada e saída respectivamente.

O rotor possui inércia química e física no processo de adsorção, o que determina um tempo de resposta necessário para a desumidificação entrar em regime permanente. A constante de tempo associada à inércia do rotor foi determinada experimentalmente e pode ser aproximada por

$$T_{rotor} = (60/5)RPM_{rotor} \cdot \quad (3)$$

- **O Sensor de Umidade Relativa**

A umidade relativa é uma função da umidade absoluta assim como também da temperatura do ar, assim sendo, o modelo para o sensor de umidade deve incluir também a temperatura do ar de processo. Para uma faixa de temperatura de 10°C a 40°C (limites de projeto), considerando-se uma pressão atmosférica padrão e de posse de dados tabelados de pressão de saturação, o modelo do sensor de umidade é dado por

$$UR_{po} = \left( \frac{W_{po}}{0,0004\theta_p^2 - 0,004\theta_p + 0,0905} \right) \quad (4)$$

O sensor de umidade presente no duto de saída de ar (localizado a 50m de distancia do rotor dessecante) é a interface entre a saída do ar de processo e o controlador e tem a propriedade de converter umidade absoluta em umidade relativa. Com base nos dados do fabricante, a constante de tempo do sensor é dada por

$$T_{sensor} = 5 \quad (5)$$

- **Duto**

O sensor de umidade encontra-se a uma distância de 50 m do rotor dessecante. Esta distância provoca um retardo de tempo (entre os processos físicos levados a cabo no rotor e seu reflexo no sensor de umidade) e deve ser considerado na análise e projeto do controlador. Neste caso, o retardo de tempo é uma função do comprimento do duto  $L$  e da velocidade do ar no duto, tal que

$$\tau_{duto} = \left( \frac{AL_{duto}}{Q_p} \right) \quad (6)$$

- **O Sistema de Ventilação**

O sistema de ventilação (conjunto inversor, motor e ventilador) entra no modelo geral do SIREN apenas como um fluxo de ar com vazão e temperatura constantes e passíveis de serem manualmente ajustadas pelo operador dentro da faixa de projeto.

- **O Banco de Resistências**

Considerando um comportamento linear, a potência fornecida pelo banco de resistências é proporcional ao seu sinal de entrada, tal que

$$H_r = K_h [u(t)]$$

O modelo para o banco de resistências engloba a resistência e a capacitância térmica do volume de controle contido no banco. A constante de tempo térmica do conjunto foi estimada através da capacitância térmica do sistema ( $C_{th}$ ) e da resistência térmica ( $R_{th}$ ), tal que

$$T_{th} = R_{th} C_{th} \cdot$$

#### 4. O Modelo do SIREDD

Partindo-se da formulação para as trocas térmicas e de umidade até a entrada do rotor, passando pelo duto e finalmente chegando ao sensor de umidade, obtêm-se as equações do sistema que relacionam a variação da umidade relativa do ar de processo com a vazão e a temperatura do ar de reativação. O modelo geral do SIREDD acopla todos os modelos dos subsistemas anteriormente descritos. A Figura (7) nos dá uma visão do modelo final, para a relação R/P mantida em 1/3, o ar de processo na entrada do rotor padronizado em 10°C, com vistas a um controle baseado na variação da temperatura do ar de reativação.

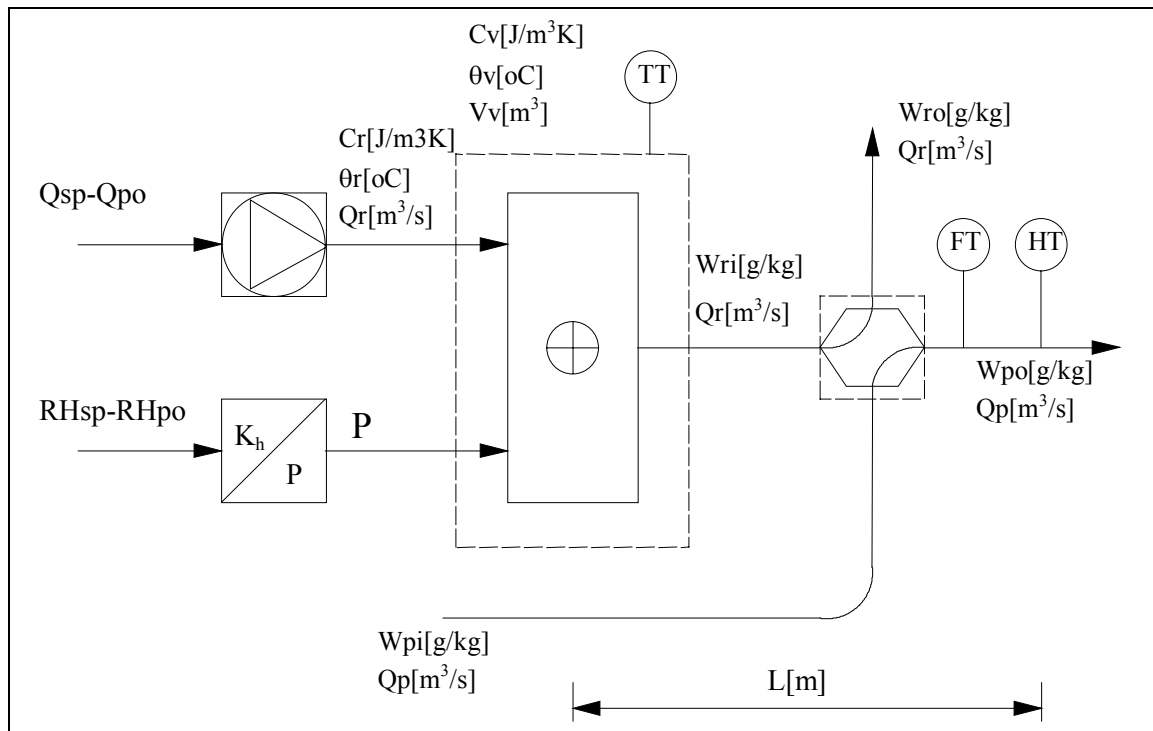


Figura 7. Esquema da Desumidificação (com grandezas físicas e respectivas unidades).

De forma a obter um modelo a parâmetros concentrados e linear no ponto de operação, algumas considerações termodinâmicas adicionais fizeram-se necessárias: a energia transferida para o ar pelos elementos de aquecimento foi considerada proporcional ao sinal manipulado; os acúmulos de calor e umidade no duto, na estrutura metálica das paredes do banco, nas resistências e no rotor foram desprezados; a perda de calor e a absorção de umidade através das paredes e dos dutos foram ignoradas; a capacitância térmica dos elementos caracterizados por resistência térmica ao fluxo de calor foi considerada desprezível; a transferência de calor por radiação foi desprezada; todos os fluxos de calor foram analisados em regime permanente.

As grandezas relevantes para efeito de controle são as temperaturas do fluido à entrada ( $\theta_e$ ) e à saída ( $\theta_s$ ), a capacitância térmica do fluido ( $C_{th}$ ), a resistência térmica do processo de aquecimento ( $R_{th}$ ), o fluxo de calor fornecido pela resistência elétrica ( $H_r$ ), a perda de calor para o ambiente ( $H_{amb}$ ) e as entalpias do fluido à entrada ( $H_e$ ) e à saída ( $H_s$ ) - com a temperatura de referência de 0°C.

Do princípio de conservação da energia

$$H_s = H_r + H_e + H_{amb} \quad (9)$$

Como a taxa de variação da temperatura é proporcional ao fluxo de calor absorvido e  $H_{amb}$  é pequeno em relação à  $H_s$ ,  $H_e$  e  $H_r$ , temos:

$$C_{th} \frac{d\theta_s}{dt} = H_e + H_r \quad (10)$$

Neste caso,  $H_e$  é constante para as condições de temperatura e vazão do ar de processo.

$$H_e = \frac{C_{th} Q_r}{V} \theta_{amb} \quad (11)$$

Considerando a potência de aquecimento proporcional ao erro de umidade e supondo que o sistema de aquecimento possa ser representado por uma constante ( $K_h$ ), têm-se

$$H_r = K_h [u(t)] = K_h [K_p e(t)] \quad ; \quad e(t) = [UR_{sp}(t) - UR_{ps}(t)] \quad (12)$$

então

$$\frac{d\theta_s}{dt} = \frac{1}{C_{th}} \left[ \frac{C_{th} Q_r}{V} \theta_{amb} + K_h K_p e(t) \right] \quad (13)$$

Por outro lado, com a inclusão de um controlador PID, a potência pode ser escrita como

$$\frac{d\theta_s}{dt} = \frac{1}{C_{th}} \left[ \frac{C_{th} Q_r}{V} \theta_{amb} + K_h K_p \left( e(t) + K_i \int e(t) dt + K_d \frac{d e(t)}{dt} \right) \right] \quad (14)$$

Considerando constantes a vazão do ar de processo ( $Q_p$ ) e a umidade do ar de entrada ( $W_{pe}$ ) (no ponto de operação) na Equação (2), a umidade absoluta à saída do rotor ( $W_{ps}$ ) pode ser escrita como uma função linear da temperatura do ar de reativação ( $\theta_r$ ),

$$W_{ps} = K_{rotor} \theta_r \quad ; \quad K_{rotor} < 0 \quad (15)$$

das Equações (3) e (15), a função de transferência do rotor dessecante pode ser escrita como

$$G_{rotor}(s) = \frac{W_{ps}(s)}{\theta_r(s)} = \frac{K_{rotor}}{T_{rotor} s + 1} \quad (16)$$

na vizinhança do ponto de operação ( $\theta_p = 10^\circ\text{C}$ ), Equação (4) fornece,

$$UR_{ps} = K_{sensor} W_{ps} \quad (17)$$

das Equações (5), (6) e (17), a função de transferência do sensor de umidade pode ser escrita como

$$G_{sensor}(s) = \frac{UR_{ps}(s)}{W_{ps}(s)} = \frac{K_{sensor} e^{-\tau_{duto} s}}{T_{sensor} s + 1} \quad (18)$$

10

Das Equações (16) e (18)

$$G(s) = G_{sensor}(s) G_{rotor}(s) = \left( \frac{UR_{ps}(s)}{W_{ps}(s)} \right) \left( \frac{W_{ps}(s)}{\theta_r(s)} \right) = \left( \frac{K_{sensor} e^{-\tau_{duto} s}}{T_{sensor} s + 1} \right) \left( \frac{K_{rotor}}{T_{rotor} s + 1} \right) \quad (19)$$

então

$$G(s) = \frac{UR_{ps}(s)}{\theta_r(s)} = \left( \frac{K_{sensor}}{T_{sensor} s + 1} \right) \left( \frac{K_{rotor}}{T_{rotor} s + 1} \right) e^{-\tau_{duto} s} \quad (20)$$

finalmente, a função de transferência para o sistema de desumidificação é dada por:

$$G(s) = \frac{UR_{ps}(s)}{\theta_r(s)} = \frac{K}{(T_{sensor} s + 1)(T_{rotor} s + 1)} e^{-\tau_{duto} s} \quad ; \quad K = K_{sensor} K_{rotor} \quad (21)$$



## 5. O Sistema de Controle

Em geral, o processo de sintonia dos controladores do sistema segue uma hierarquia natural baseada nas constantes de tempo dos vários processos envolvidos, com prioridade para os processos com menores constantes de tempo e aqueles que correspondem às malhas mais internas do sistema. O diagrama em blocos da Figura (8) ilustra o processo com os elementos de controle de vazão e aquecimento e os sensores disponíveis para controle do processo de desumidificação. A seqüência utilizada neste caso foi a seguinte: a) controle da vazão do ar de processo, b) controle da temperatura do ar na entrada do rotor, c) controle da temperatura do ar processado e d) controle da umidade relativa.

O controle da vazão é realizado através de uma malha PID interna ao CLP que atua através de um inversores de frequência nos motores dos ventiladores do ar de processo e do ar de reativação; havendo uma malha PID e um inversor para cada ventilador.

O sinal de realimentação no controle da vazão é gerado por um sensor de vazão que produz um sinal de 4 a 20mA. Neste caso, a vazão pode variar de 1200 a 4200 m<sup>3</sup>/h com incrementos de 50 m<sup>3</sup>/h, sendo que, a vazão do ar de reativação deve ser no mínimo 1/3 da vazão do ar de processo.

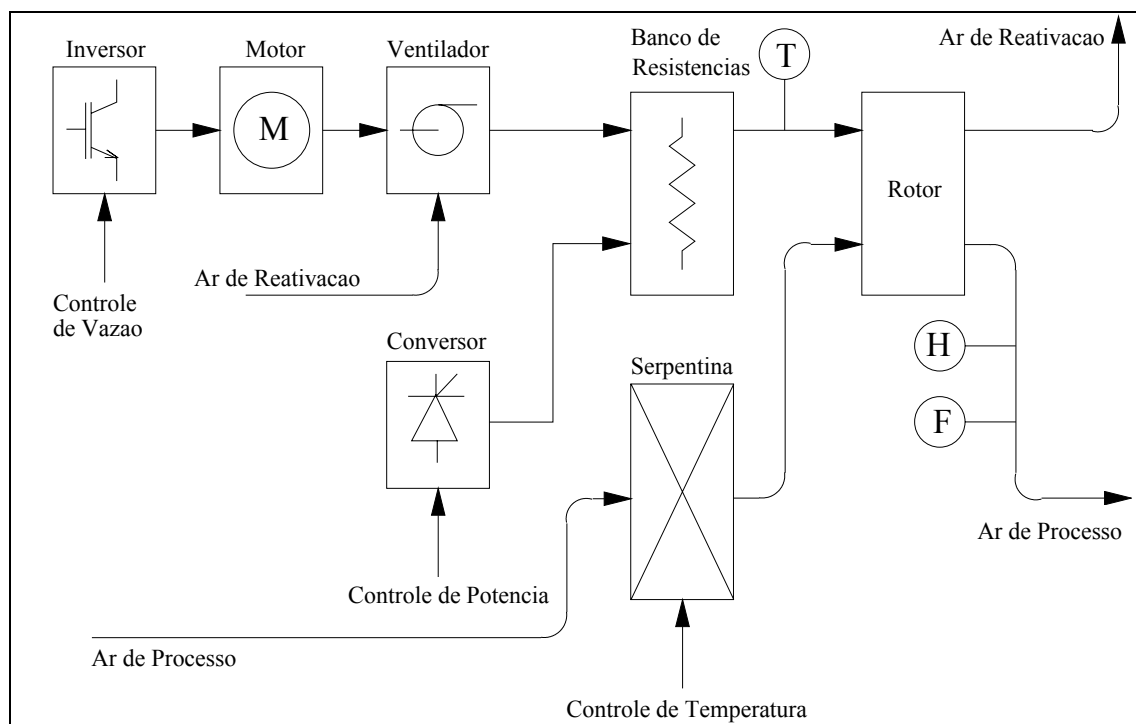


Figura 8. Dispositivos do SIREED para o Processo de Desumidificação Controlada.

O controle da temperatura na entrada do rotor é realizada através de uma malha PID que atua numa válvula de 3 vias do circuito de água gelada de modo a controlar a vazão de água gelada na serpentina e manter a temperatura do ar de processo em 10,0°C na entrada do rotor. O sinal de realimentação é produzido por um sensor de temperatura tipo PT-100 instalado na entrada do rotor e que gera um sinal de 4 a 20mA proporcional à temperatura do ar.

De forma semelhante, o controle da temperatura na entrada do ar de processo é realizado por outra malha PID que também atua numa válvula de 3 vias do circuito de água gelada da serpentina 2. Um sensor de temperatura tipo PT-100 gera o sinal de realimentação de 4 a 20mA proporcional à temperatura do ar.

Finalmente, o controle da umidade relativa é realizado através de malha PID que atua no controle da potência (através de conversor estático CA/CA) fornecida ao banco de resistências associado. De forma que, quanto maior a potência dissipada no banco, maior a temperatura do ar de regeneração e menor a umidade remanescente no ar de processo.

A Figura (9) mostra o diagrama de blocos do sistema de controle de temperatura e umidade. Cabe ressaltar que o processo é um sistema com realimentação propiciada pelo sinal do sensor de umidade atuando via PLC na potência de aquecimento das resistências. Isto explica o fato de se esperar que o processo tenda para um valor constante quando os sinais de entrada  $UR$  e  $Q_r$  são constantes. Sabe-se que  $UR$  depende do valor requerido para a umidade de saída do ar de processo e  $Q_r$  depende do valor ajustado para a vazão do ar de processo, sendo considerados, assim, constantes.

A Figura (10) espelha a equação 7.23, com a introdução do bloco de conversão de temperatura em umidade absoluta (fisicamente efetuado pelo rotor dessecante), do bloco de conversão de umidade absoluta em umidade relativa (fisicamente efetuada pelo sensor de umidade) e de um bloco de retardo (que reúne todos os retardos do processo).

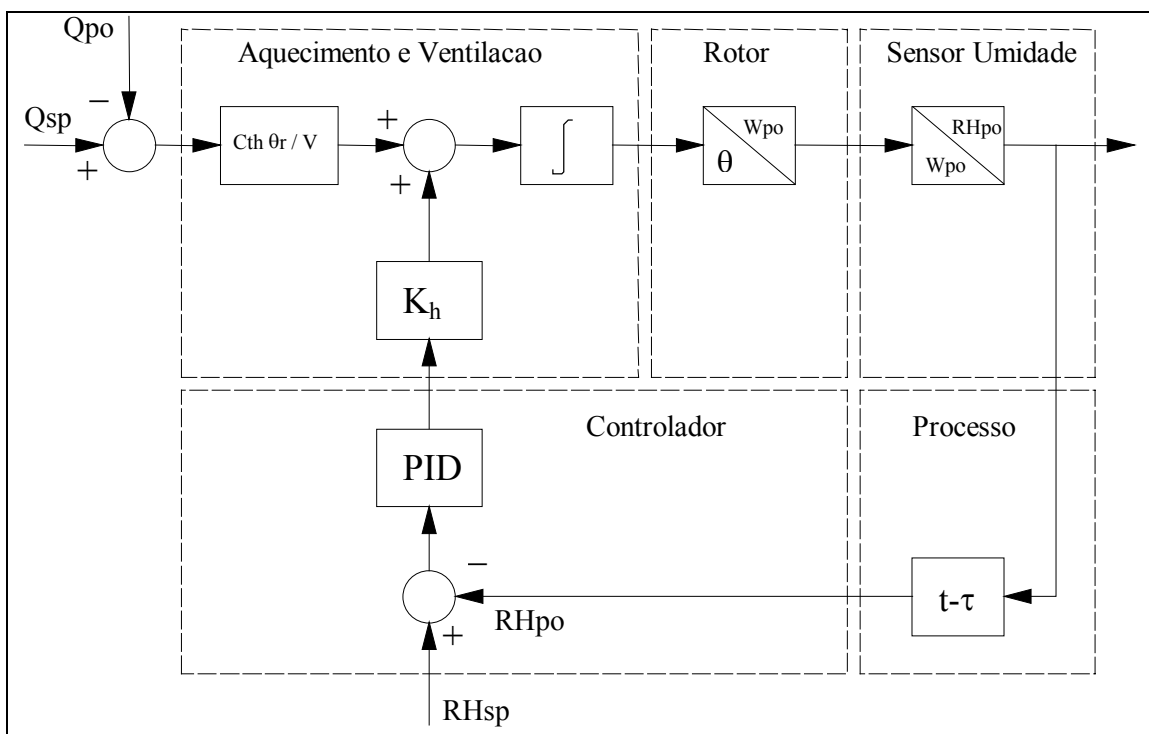


Figura 9. Diagrama em Blocos do Sistema de Controle de Umidade.

## 6. Resultados Experimentais

O modelo foi implementado no ambiente Simulink - Matlab<sup>(R)</sup>. A validação do modelo (não apresentada neste trabalho por motivos de espaço) foi efetuada utilizando-se os valores constantes na Tabela (1).

Tabela 1. Parâmetros Utilizados na Simulação.

Potência Máxima do Banco de Resistências	$P = 52\text{kW}$
Temperatura de Entrada do Ar de Processo	$\theta_{pe} = 10^\circ\text{C}$
Valores de Temperatura de Saída do Ar de Processo	$\theta_{ps} = 10^\circ\text{C}$ a $25^\circ\text{C}$
Faixa de Valores de Umidade de Saída do Ar de Processo	$UR_{ps} = 10\%$ a $40\%$
Umidade Absoluta do Ar de Reativação na Entrada	$W_{re} = 15\text{g}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{ar}}$
Faixa de Valores de Vazão do Ar de Processo	$Q_p = 1200$ a $4200\text{ m}^3/\text{h}$
Constante de Tempo do Rotor	$T_{rotor} = 30\text{s}$
Retardo de Tempo devido ao Comprimento do Duto	$\tau_{duto} = 20\text{s}$
Constante de Tempo do Sensor de Umidade	$T_{sensor} = 5\text{s}$
Constante de Tempo de Aquecimento	$T_{th} = 10\text{s}$
Relação entre Ar de Reativação e Ar de Processo	$R/P = 0,333$
Faixa de Valores de Temperatura Ambiente	$\theta_{amb} = 10^\circ\text{C}$ a $40^\circ\text{C}$

Após a modelagem, procedeu-se com a sintonia do PID, ou seja, a obtenção das constantes dos termos proporcional, integral e derivativo que otimizam a dinâmica de controle de umidade. A sintonia do controlador foi efetuada considerando-se os valores de vazão e umidade conforme Tabela (2).

Tabela 2. Valores Utilizados na Sintonia do Controlador PID.

Umidade relativa do ar de processo na saída	$UR_{ps} = 20\%$
Temperatura do ar de processo na saída	$\theta_{ps} = 20^\circ\text{C}$
Vazão de ar de processo	$Q_p = 3000\text{ m}^3/\text{h}$
Temperatura ambiente	$\theta_{amb} = 20^\circ\text{C}$

Os valores utilizados para os termos  $P_b$ ,  $I_r$  e  $T_d$  foram 200, 0.04 e 5, respectivamente. A Figura (10) mostra os resultados obtidos com a sintonia do controlador PID, o primeiro gráfico mostra a umidade do ar de processo na saída, nele pode ser observado que a estabilização da umidade ocorreu com 300 segundos e de forma suave, com erro zero em regime permanente. O segundo gráfico mostra a temperatura do ar de regeneração, nele é possível observar que o sobresinal da temperatura do ar de regeneração está dentro da faixa de tolerância, ou seja, abaixo de 160°C. Uma vez conseguida a sintonia do controlador PID, verificou-se a abrangência desta sintonia para diferentes valores de vazão e umidade dentro da faixa de valores de projeto. Os resultados obtidos validam o procedimento proposto.

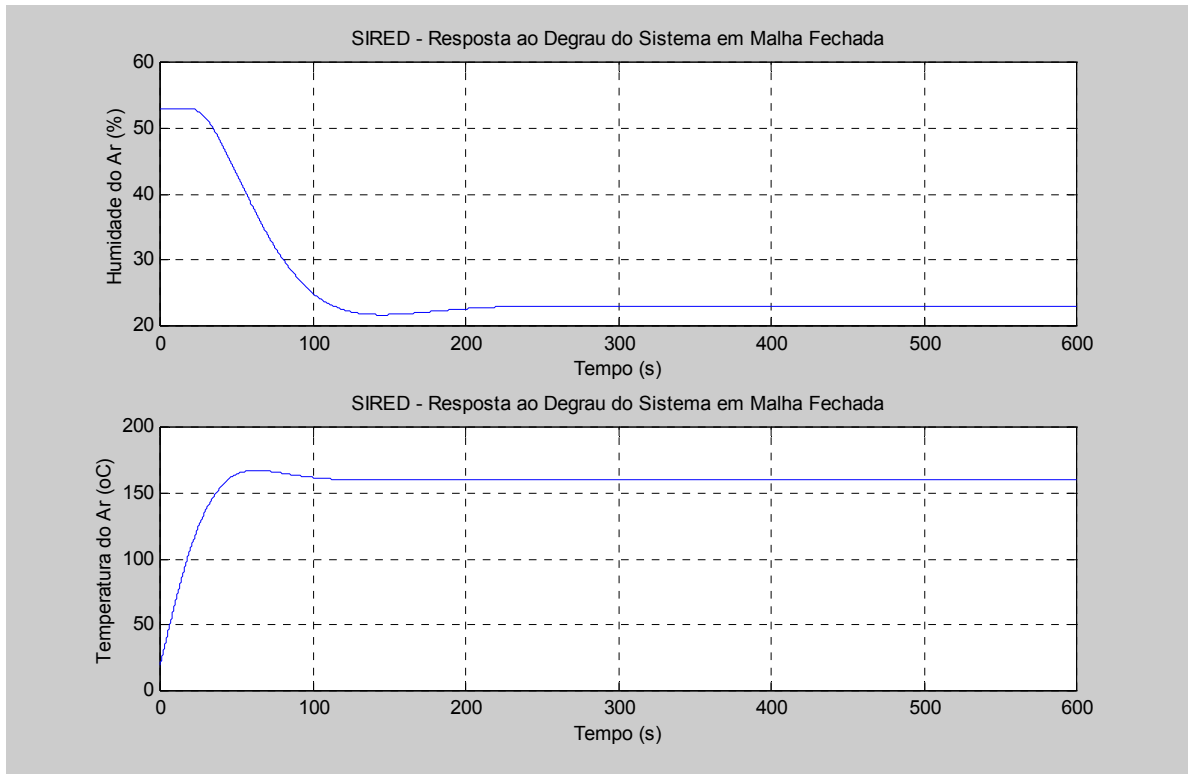


Figura 10. Resposta do Sistema em Malha Fechada a um Degrau.

## 7. Comentários Finais

Neste trabalho, foi desenvolvido um modelo dinâmico com o objetivo de auxiliar no projeto e sintonia do controlador em sistemas de desumidificação baseados em rotor dessecante. Duas alternativas de controle foram analisadas, o controle pela temperatura do ar de reativação e o controle pela vazão do ar de reativação. A decisão pelo controle da umidade pela da variação da temperatura do ar de reativação levou em consideração a relação linear observada entre a taxa de desumidificação e a temperatura de reativação. O modelo matemático desenvolvido foi validado através de simulação comparativa (com resultados da planta física). Alcançada uma sintonia satisfatória do controlador PID, verificou-se a abrangência dos parâmetros obtidos do controlador, testando-se o controlador para diversos valores de umidade, temperatura e vazão nas condições limites de projeto. Os resultados experimentais mostraram a viabilidade e eficiência do controle da umidade pela temperatura do ar de reativação.

## 8. Referências Bibliográficas

- Camargo, J.R., 2003, Systems de Resfriamento Evaporativo e Evaporativo-Adsorativo Aplicados ao Condicionamento de Ar, Tese Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Estadual Paulista- Guaratinguetá.  
 Stoecker, W.F. , 1989, Design of Thermal Systems, McGraw-Hill Book Company.

## Nomenclatura

$P$	=	Potência Nominal do Banco de Resistências	$A$	=	Área
$\theta_{pe}$	=	Temperatura do Ar de Processo na Entrada	$V$	=	Volume Interno da Câmara de Resistências Resistência
	=	Temperatura do Ar de Processo na Saída	$R_{th}$	=	Térmica
$\theta_{ps}$	=	Temperatura do Ar Ambiente	$C_{th}$	=	Capacitância Térmica
$\theta_{amb}$	=	Constante de Tempo do Rotor Dessecante	$H_r$	=	Calor Produzido pelo Banco de Resistências
$T_{rotor}$	=	Constante de Tempo do Sensor de Umidade	$H_e$	=	Entalpia na Entrada do Processo
$T_{sensor}$	=	Constante de Tempo de Aquecimento	$H_s$	=	Entalpia na Saída do Processo
$T_{th}$	=	Atraso de Tempo nos Dutos	$H_{amb}$	=	Perda de Calor para o Ambiente
$\tau_{duto}$	=	Ar de Reativação /Ar de Processo	$L$	=	Comprimento dos Dutos
$R/P$	=	Vazão do Ar de Processo	$W_r$	=	Umidade do Ar de Reativação
$Q_p$	=	Vazão do Ar de Reativação	$W_p$	=	Umidade do Ar de Processo
$Q_r$			$RH_p$	=	Umidade Relativa do Ar de Processo

## A MULTILoop CONTROL SYSTEM FOR A DESICCATING DEHUMIDIFICATION PROCESS

### Antônio Max José da Cruz

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha,  
31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brazil  
[antoniomax@petrobras.com.br](mailto:antoniomax@petrobras.com.br)

### José Maria Galvez

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha,  
31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brazil  
[jmgalvez@ufmg.br](mailto:jmgalvez@ufmg.br)

### Márcio Fonte Boa Cortez

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha,  
31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brazil  
[fonteboa@demec.ufmg](mailto:fonteboa@demec.ufmg)

### Gilva Altair Rossi de Jesus

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Minas Gerais  
Av. Antônio Carlos 6627, Pampulha,  
31.270-901 Belo Horizonte, MG, Brazil  
[gilva@demec.ufmg.br](mailto:gilva@demec.ufmg.br)

**Abstract:** This work presents the development of a dynamic model for a cooling dehumidifier system based on desiccant rotors. The modeling procedure was performed looking towards its use as a designing tool for PID controllers. The proposed model was validated by computational simulation for a wide range of values of humidity, temperature and flow of the process air. A brief review of the thermodynamic processes in the dehumidifier system components, for the purposes of automation and control, is also presented. The proposed air humidity control strategy uses the temperature of the reactivating air as the manipulated variable. The achieved results lead to a fine-tuning of the PID controller and shown the soundness of the proposed procedure.

**Keywords:** Dehumidification Systems; Desiccant Rotors; Air Environment Control; Air Quality Control.

## PARTICLE IN AN EXPERIMENTAL OPERATING ROOM

### Marcelo Luiz Pereira

Centro Federal de Educação Tecnológica de Santa Catarina – CEFETSC  
Rua José Lino Kretzer, 608 – Praia Comprida  
CEP: 88103-902 – São José - SC  
[marcelo@sj.cefetsc.edu.br](mailto:marcelo@sj.cefetsc.edu.br)

### Flávio Galvão

Faculdade de Medicina da Universidade de São Paulo  
Divisão de Transplante de Fígado  
Av. Dr. Arnaldo, 455-CEP: 01246-903 - São Paulo – São Paulo - Brasil  
[fgalvao@usp.br](mailto:fgalvao@usp.br)

### Gustavo Graudenz

Faculdade de Medicina da Universidade de São Paulo  
Divisão de Alergia e Clínica Imunológica  
Av. Dr. Arnaldo, 455 -CEP: 01246-903 - São Paulo – São Paulo - Brasil  
[gustavog@usp.br](mailto:gustavog@usp.br)

### Victor Felix

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo  
Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Prof. Mello Moraes, 2231  
05508-900 – São Paulo – SP  
[Victor.felix@poli.usp.br](mailto:Victor.felix@poli.usp.br)

### Arlindo Tribess

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo  
Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Prof. Mello Moraes, 2231  
05508-900 – São Paulo - SP  
[atribess@usp.br](mailto:atribess@usp.br)

**Abstract.** *This work aims to evaluate the influence of filtration systems on the concentration and size of particles in an experimental operating room. Filters with a wide efficiency range (from 65% to 99.97%) have been examined. The tests were carried out in a specific experimental operating room of approximately 19 m<sup>2</sup>. The results of the analysis indicate that indoor particle concentration is dominated by the smaller particles. This has a strong influence on indoor particle concentration and the use of high efficiency filtration is the best alternative, because it dramatically reduces the indoor/outdoor ratio for small particles. As particle size increased, the benefits of high efficiency filtration decreased, presumably because the efficiency of normal filters for particle removal increases with particle size. It was also noted that outdoor particle concentration varied depending on the day and time. This fact is very important, especially in large cities, whose hospitals are commonly placed in urban areas, with a very polluted atmosphere. The results also showed that, for small particles, the reduction of particle concentration in ducts and components represented a low percentage of particle flow rate. This reduction increased with particle size.*

**Keywords:** *Air quality, experimental operating room, transplantation, air filtration efficiency, particles.*

## 1 Introduction

Nowadays animal preclinical research is of fundamental importance as it allows the acquired knowledge to be applied in domain of human medical practices and procedures. The environments for this type of research should be strictly controlled to guarantee the excellence of the procedure results, which are becoming more and more specific. As such, adequate environmental conditions should be provided for the validation of the results. These conditions include not only the evaluation of physical aspects but also the dynamic factors that assure the environment control of dispersed particles in the air that may contain microorganisms and toxic substances (Galvão, et al., 2003; Frasier, et al., 2005; Hendriks et al., 1998; Riskowsk et al., 1998).

Due to their reduced size, the microorganisms tend to attach to the particles, such as skin and hair fragments, dust etc. These particles are easily dispersed by drafts. The particles containing microorganisms capable to produce colonies in a culture medium are called viable particles. Such particles have, basically, three origins: 1) those generated inside the surgery room; 2) those coming from adjacent areas; and 3) those coming from the ventilation system. Those particles, when dispersed in the air, tend to deposit, with varying speed, on surfaces, due to the effect of gravity. The smallest can stay in suspension for several hours. Any movement of the air close to the deposition surfaces (floor,

equipments, walls) can cause resuspension. The microorganisms adhered to the particles dispersed by the air can contaminate the surgical wound directly, by falling onto it, or indirectly, after they precipitate on instruments, other surgical materials (gloves, gauze, fields etc.) and on the clothes of the medical team.

Inappropriate air conditioning systems used in surgical rooms represent an important potential source for the dispersion of particles that may contain microorganisms.

On the other hand, air conditioning systems can also play a crucial role in a surgical room, to protect the surgical wound and the sterile equipment against the microorganisms carried by the particles. This protection is provided by the simultaneous control of the filtration, distribution and movement of air, which are factors that affect the amount of particles present in a surgical room.

Thus, an efficient ventilation system comprising specific filters is of fundamental importance to establish an efficient control of airborne pollutants and to maintain a controlled environment in the conditioned space.

Operating rooms should have filtration devices to perform two functions: protection of the air treatment system and ductwork against the harmful effects of the airborne particles; and the protection of the environment and occupants against the airborne particles in suspension (ASHRAE, 2001 Galvão, et al., 2003; Pereira and Tribess, 2004; Pereira et al., 2005).

In large cities, hospitals are commonly placed in urban areas, with a very polluted atmosphere. Thus, filtering systems constitute a very important defense against the outside air pollution, especially in environments which demand a large amount of external air, such as operating rooms.

We have two concerns here, regarding airborne particles: first, the possibility of wound infection by particles containing microorganisms; and second, the protection of the surgical team against the urban outdoor air pollution, brought to the inside of the room by the ventilation system. This second effect may be especially important, due to the extended periods of time spent by the surgical team inside the operating room.

As such, the objective of this work is to evaluate the influence of filtration systems on the concentration and size of particles in an experimental operating room.

## **2 Filter system problems in operating rooms**

Most of the studies that analyse the effects of filtration systems on the indoor concentration of particles are related to the commercial buildings (Burroughs et al., 1998; Fisk et al., 2002; Howard-Reeda et al., 2003; Jamriska et al., 2003; Jamriska et al., 2000; Thatcher et al., 2001). As such, available information on filter use is relatively abundant and representative for office buildings and residence, but mostly unavailable for other buildings, such as hospitals and specifically, operating rooms. The available literature on air contamination in operating rooms provides rich information on models for the prediction of particle concentration (Salvigni et al., 1996; Jamriska et al., 1998). However, very little is said about the impact of different filtering efficiencies on the reduction of particle concentration in operating rooms. This way the importance of the filters on the control of the atmosphere in these environments is not yet well understood.

As mentioned above, the filter system in an operating room plays a fundamental role in maintaining a controlled atmosphere. The external air normally contains pollutants such as bacteria, pollens, insects, dust etc, especially in larger urban building facilities, as is the case of the operating room examined in this study, which is located in São Paulo downtown area. This way, the filter system becomes a decisive control mechanism for the biological quality of the air. The filter system is also important for the combat of the microorganisms that can grow in the components of the facilities and that cannot be entirely avoided (Pereira and Tribess, 2004).

Insufficient maintenance and lack of substitution of the filters is a serious problem in many Brazilian hospitals. The accumulation of dust and the condensation of moisture at the entrance surface of air filters may turn them into a potential source for IAQ problems in the operating room. Moisture and dust provide a medium for the growth of fungi and bacteria, and the growing colonies can reach to the clean side of the filter.

Another problem that occurs frequently is when the filters are badly fit into their frames, which allows the leakage of pollutants to the inner space. Air leakage through openings or joints is highly important in an atmosphere that demands highly clean air. However, this phenomenon is difficult to control in places where the maintenance is insufficient or inexistent.

## **3 Experimental method**

The tests were carried out in a specific experimental operating room used for preclinical research of liver, kidney, intestine and multivisceral transplantation in large animals. The room has an area of approximately 19 m<sup>2</sup> Fig. 1 shows the layout of the room.

The experimental operating room has a self-contained air conditioning system. The equipment capacity is 10 TR, and it provides clean air for the entire laboratory (animal resection facilities).

The air conditioning system works continually and is located in a room adjacent to the laboratory. The external air enters this room and is immediately aspirated by the equipment. The first filtration stage (65%) is located at the

outside entrance of the air conditioning unit. The second filtration stage is as the air leaves the unit, prior to entering the air distribution system.

The air enters the surgical room through ducts and is distributed by supply grills located on the ceiling, at the extremities of the surgical table. The two supplying grills horizontal jets, which cause mixture of the air through high helical induction. The air in the room returns through four return grills, also located on the ceiling. The system operates with absolute filtration and produces a rate of air renewal of 100%. Fig. 2 shows an outline of the air distribution system of the room.

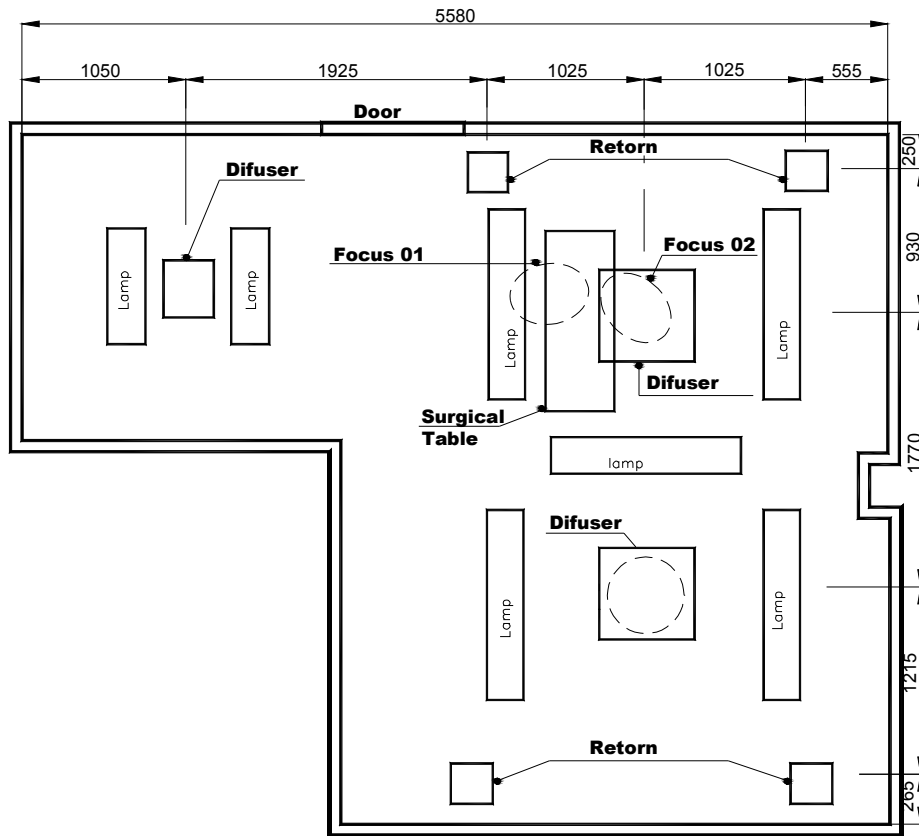


Figure 1 – Layout of the operating room.

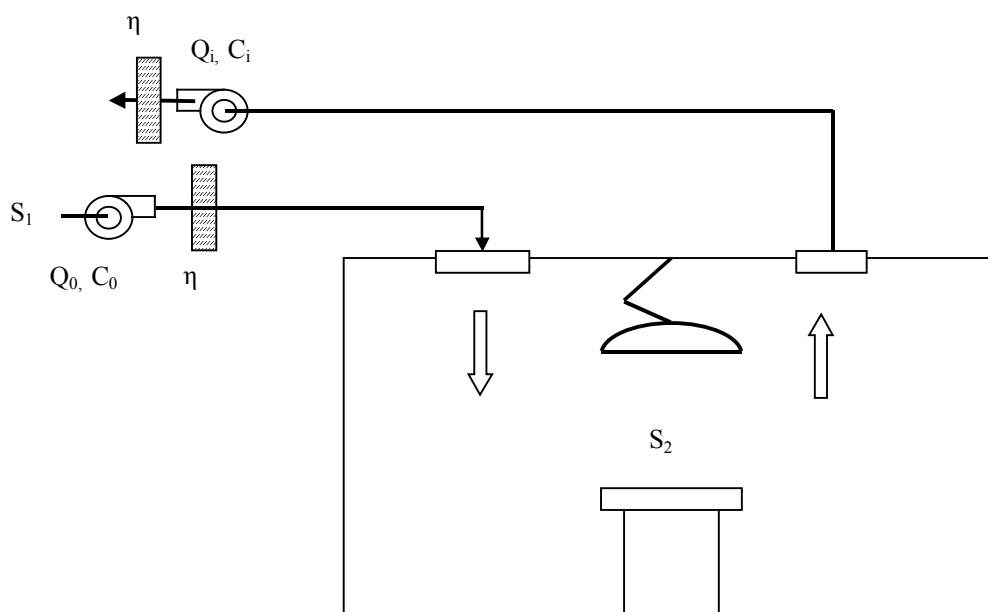


Figure 2 – Ventilation system and measurement sites

### 3.1 Airborne particle concentrations

Airborne particle concentrations were measured with a light scattering automatic particle counter, calibrated by the manufacturer (MET ONE). It yields counts of particles in six size ranges, 0.3 µm to 0.5 µm, 0.5 µm to 1.0 µm, 1.0 µm to 3.0 µm, 3.0 µm to 5.0 µm, 5.0 µm to 10.0 µm, and >10 µm, with a flow of 0.1 cfm (2,83 L/min).

### 3.2 Method

Data collection was carried out on two subsequent days, a holiday and a working day, respectively. On the first day, measurements of particle concentration in the outdoor air were taken, in the morning and in the afternoon. On this same day, in the afternoon, particle concentration was measured inside the room, without filtering and with a 65% efficiency filter. On the following day, all measurements were carried out in the afternoon. Outdoor air particle concentration was obtained and indoor particle concentration was measured with 65%, 85%, 95% filters and with a HEPA filter. The measurements were performed according to the following table:

Table 1 – Filter configurations

Measurements	Configuration
F1	65%
F2	65% + 85%
F3	65% + 95%
F4	65% +95% + HEPA

All of the measurement stages were accomplished with the room empty. The particle samples were taken in two locations: at the upstream of the air conditioning system and on the operating table. The measurements were used to directly calculate particle reduction efficiencies using the following equation:

$$\eta = 1 - \frac{C_{\text{upstream HVAC}}}{C_{\text{operating table}}} \quad (1)$$

Where:

$\eta$  = particle reduction efficiency;

$C_{\text{upstream HVAC}}$  = particle concentration at the entrance of the HVAC system;

$C_{\text{operating table}}$  = particle concentration on the operating table

The particle concentrations used in equation 1 were measured during a one hour period, for a duration of 60 seconds, every 6 minutes. Equation 1 obtains the total removal, that is, particle removal in filters, ducts and HVAC components.

## 4 Results

For each filter combination, particle reduction efficiency, particle concentration and indoor/outdoor ratio were analysed as a function of particle size and particle concentration, as a function of time.

### 4.1 Particle reduction

As mentioned above and shown in Fig. 2, particle samples were taken at two locations: at the upstream of the air conditioning system ( $S_1$ ) and on the operating table ( $S_2$ ). As expected, the configuration F4 showed a good performance for all the particle sizes. This configuration had the best performance for particle sizes from 0.3 to 1 µm. For the sizes from 0.3 to 0.5µm, the reduction efficiency was about of 99.87%, and for the sizes 0.5 to 1 µm, it was 99.06%. The worst performance was for particle sizes above 10 µm, with an efficiency of 89.76%. The other filters showed a poor performance for particles from 0.3 to 1µm.

For configuration F3 the best performance was achieved for particle sizes from 3 to 5 µm (96.10%) and the worst performance (48.61%) was for particle sizes of 0.3 to 0.5 µm. Configuration F2 also had the best performance (88.85%) for 3-5µm particles.

And the configuration F1 showed a very poor efficiency (25.59%) for 0.3-0.5µm particles. Its best efficiency (79.94%) was for particles from 5 to 10 µm.



Fig. 4 shows the effects of HVAC system (ducts and components) on the reduction of particle concentration. The measurements were carried out with the HVAC system operating without filters. This figure confirms the results published in others studies (Thatcher at al., 2001; Fisk et al., 2002). The results show that, for smaller particles, the effect of ducts and components on particle removal are only a small percentage of the total particle flow rate. However, particle reduction on duct surfaces and in HVAC components increased with particle size.

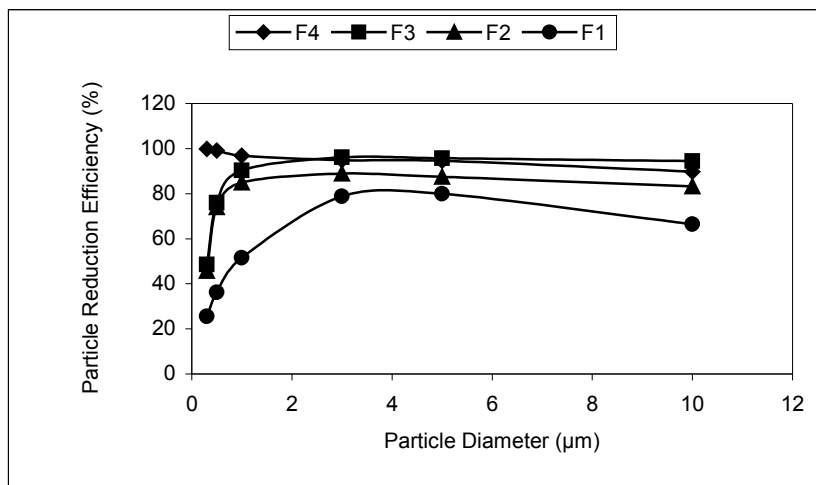


Figure 3 – Particle reduction efficiency in filters, ducts, and HVAC components

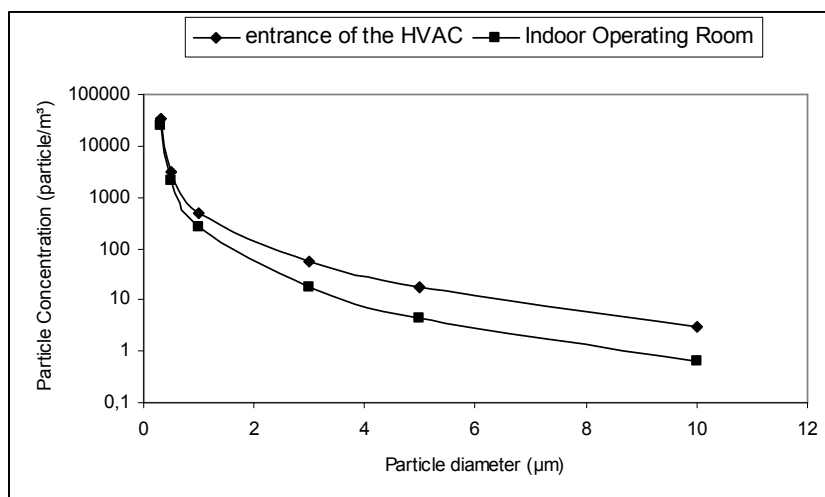


Figure 4 – Particle reduction in ducts and HVAC components

#### 4.2 Particle concentration

Fig. 5 shows the results of the tests applied for each filter system. The figure shows particle concentration as a function of size for all cases. As expected, for all filter systems, particles of different diameters present various concentrations in the operating room. For all configurations, particle concentrations decreased with increasing particle size, especially for smaller sizes. For particle sizes from 0.3 to 0.5µm, the configuration F4 produced a low particle concentration (19.82 particle/cm<sup>3</sup>), and for particle sizes above 10µm, particle concentration fell to less than 1 particle/cm<sup>3</sup>. For this size, the other filter configurations also achieved concentrations around 1 particle/cm<sup>3</sup>. Configuration F3 had the second best filtration for particle sizes from 0.3 to 0.5 µm. This configuration had the best performance for 3-10µm particles. This particle size is very important, because most viable particles are of this size (Pereira and Tribess, 2004; Pereira et al., 2005).

Fig. 6 illustrates the average concentration for 0.3-0.5µm particles, as a function of time. F4 and F3 differ by a factor of approximately 1.000.

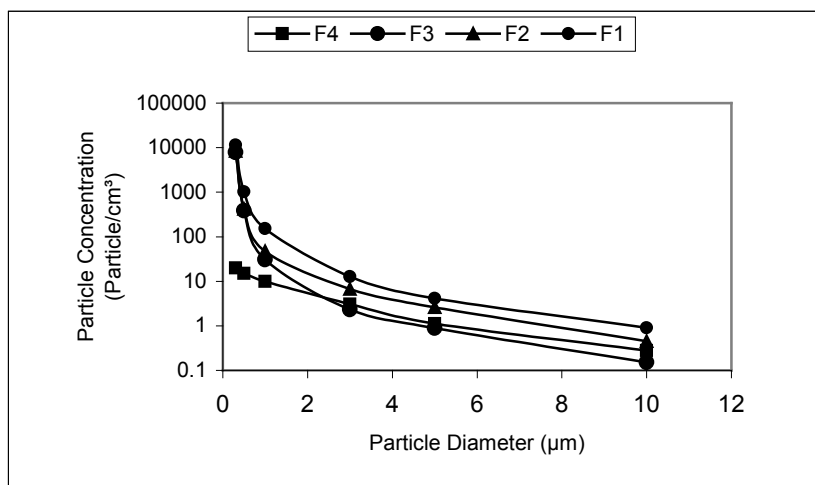


Figure 5 – Results of the tests applied for each type of filter system.

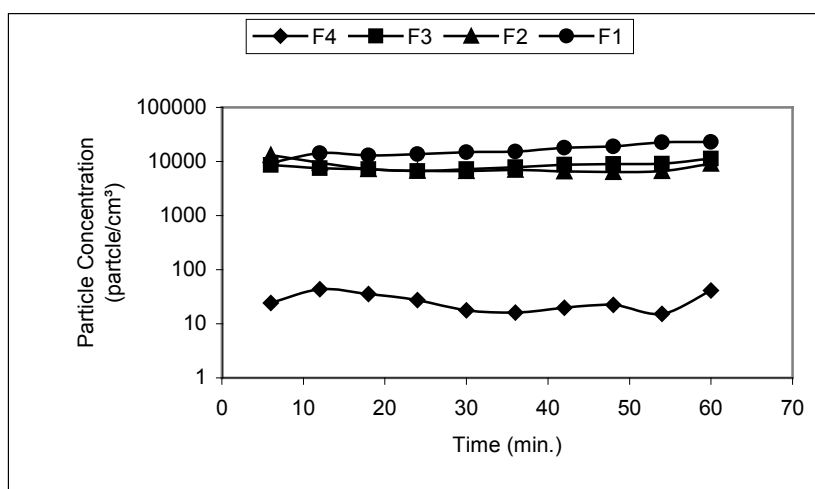


Figure 6 – Average particle concentration as a function of time for 0.3-0.5µm particles

### 4.3 Indoor/Outdoor ratio

Fig. 7 shows the ratio between indoor particle concentration at the operating table zone and outdoor particle concentration (at the upstream of the air conditioning system), for each particle size range. For configuration F4, at the 0.3-0.5 µm size range, indoor particle concentration is substantially lower than outdoor particle concentration (the indoor/outdoor ratio is close to 0). Within this range, configurations F2 and F3 caused a great decrease in the indoor/outdoor ratio (from around 0.5 to around 0.2). Configuration F1 removes few particles at this size range. For 0.5-1.0µm particles, configurations F2 and F3 showed a good improvement, such that is the indoor/outdoor ratio fell to about 0.1. For this size range, the configuration F4 showed a little increase in the indoor/outdoor ratio. From 1 to 3µm, configuration F1 showed a remarkable reduction in the indoor/outdoor ratio (from 0.5 to 0.2). For the 3-5µm range, the configuration F3 achieved the best performance. And for the 1-10µm, the situation remained basically the same for all filter configurations.

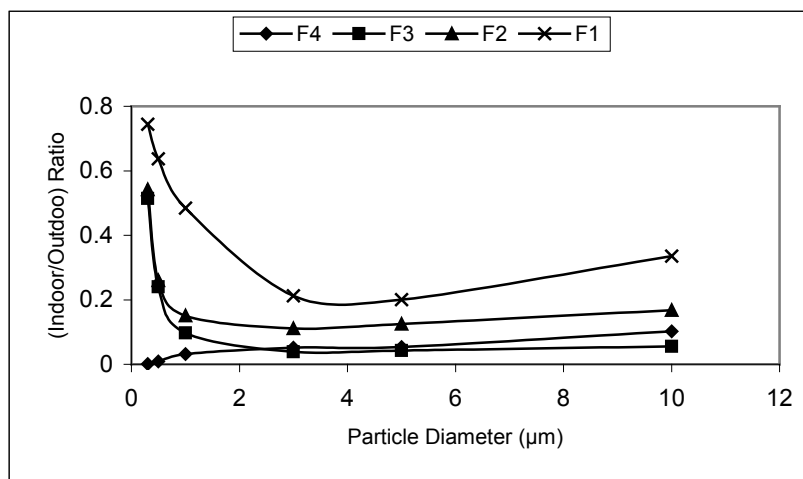


Figure 7 – Indoor/outdoor ratio as a function of particle diameter.

#### 4.4 Outdoor particles

The present study was carried out in an experimental operating room located in an urban area of São Paulo, a large city with heavy automobile traffic that contributes to high levels of environmental pollution. As such, the efficiency of the filter system is fundamental for the control of the indoor atmosphere in the operating room, especially because the ventilation system of this room operates with 100% of external air.

This is a room where organ transplants are performed, which implies lengthy surgery, with many operations lasting longer than 12 hours. As the surgical team remain inside the room for extended periods, an efficient filtering system is also important for the protection of these professionals against outdoor air pollution.

In order to examine the performance of the filtration and ventilation system for the control of external air pollution, measurements were made at the air inlet of the air conditioning system on a holiday and on a working day. The results (Fig. 8) show a great variation in particle concentration in the outdoor air, especially for particles ranging from 0.3 to 0.5µm. For this particle size, concentration in a working day afternoon of was  $3.4 \times 10^4$  particle/cm<sup>3</sup>. On a holiday, concentration was  $1.2 \times 10^4$  particle/cm<sup>3</sup> in the morning and  $1.5 \times 10^4$  particle/cm<sup>3</sup> in the afternoon. Thus, particle concentration in the outdoor air was about 30% higher in the afternoon than in the morning and more than double on a working day than on a holiday.

Fig. 9 shows particle concentration as a function of particle diameter for all particle sizes inside the operating room, when a 65% filter is used (configuration F1). Particle concentration on a workday is about 40% larger than on a holiday for all particle sizes.

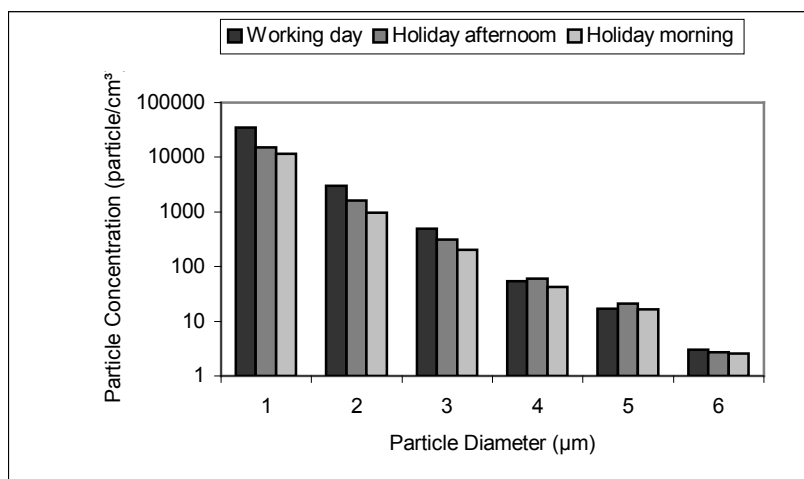


Figure 8 Outdoor particle concentration as a function of diameter.

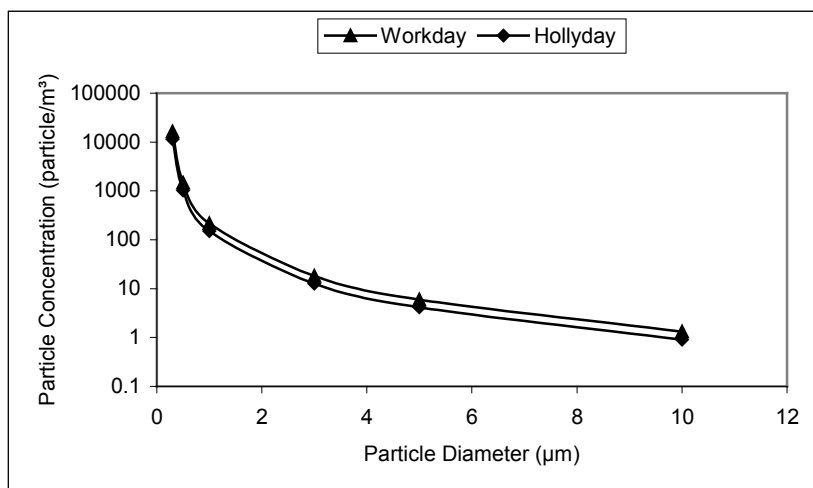


Figure 9 Indoor particle concentration as a function of diameter (for configuration F1).

## 5 Conclusion

As already pointed out in other studies, indoor particle concentration is dominated by the smaller particles. For small particle sizes the use of high efficiency filtration is the best alternative, because it dramatically reduces the indoor/outdoor ratio for small particles. As particle size increases, the benefits of high efficiency filtration decrease, because the particle removal efficiency of normal filters increases with particle size.

Small particles of outdoor origin have a strong influence on indoor particle concentration. The relationship between indoor and outdoor particle concentration is a matter of concern because epidemiological studies have associated indoor health effects with outdoor particle concentration.

Outdoor particle concentration varies, depending on the day and time. This fact is very important, principally in large cities, where hospitals are commonly placed in urban areas, with a very polluted atmosphere. When the filtering system is not efficient, this outdoor variation may produce great changes in indoor air quality.

This work confirmed the results of other studies about particle removal from the indoor air by means of the HVAC system. The measurements showed that, for small particles, the effects on reduction are a small percentage of the particle flow rate. However, particle removal on duct surfaces and in HVAC components increased with particle size.

It is important to develop further studies on particle concentration in operating room, due to the importance of the theme and the small amount of studies published in this area.

## ACKNOWLEDGEMENTS

The authors wish to acknowledge fapesp (são paulo state foundation for research support) and cnpq (National Research Council) for the financial support received to develop a research project on "systems of air treatment in surgery rooms: a study of the distribution of particles in the evaluation of airborne contamination".

## 6 References

- ASHRAE 2001 Handbook: Fundamentals, Atlanta, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Beck, W.C., Frank, F., 1973, "The open door in the operating room", *Am J Surg*, Vol. 125, pp. 592-5.
- Burroughs He, Kinzer Ke., 1998, Improved filtration in residential environments. *ASHRAE Journal*, pp. 47-51.
- Clark, R. P., (1974) Skin scales among airborne particles, *Journal of Hygiene*. Cambridge, Vol. 72, pp 47-51.
- Emmerich, S. J., Nabinger, S. J., 2000, Measurement and Simulation of the IAQ Impact of Particle Air Cleaners in a Single-Zone Building. Building and Fire Research Laboratory - NISTIR 6461.
- Felix, V. B., Pereira, M. L., Maximiano, L. F.; Otoch, J. P., Tribess, A., 2005, The effect of surgical lights power on staff thermal discomfort conditions. 12th International Conference on Biomedical Engineering. Proceedings of IBCME 2005. Singapore

- Fisk. Wj, Faulkner D, Palonen J, Seppanen O., 2002, "Performance and costs of particle air filtration technologies", *Indoor Air*, Vol. 12, pp. 223-34.
- Fogh, C.L., Byrne, M.A., Roed, J., Goddard, A.J.H., 1997, "Size specific indoor aerosol deposition measurements and derived I/O concentration ratios", *Atmospheric Environment*, Vol. 31, No 15, pp. 2193-2203.
- Frasier, D., Talka, J., 2005, "Facility design considerations for select agent animal research.", *ILAR J*, Vol. 46, No 1, pp. 23-33.
- Galvão, F et. al., 2003, "Laboratory for Research in Transplantation", VIII Intestinal Transplantation Symposium, Abstract Book. Miami, USA, pp. 25.
- Hendriks J, Berckmans D, Vinckier C., 1998, "Field tests to reduce ammonia emission" *ASHRAE Transactions*, pp. 1699 – 1706.
- Howard-Reeda, C., Wallaceb, L. A., Emmericha, S. J., 2003 "Effect of ventilation systems and air filters on decay rates of particles produced by indoor sources in an occupied townhouse", *Atmospheric Environment*, Vol. 37, pp. 5295–5306.
- ISO 1998, "Thermal environments – Instruments and methods for measuring physical quantities", Geneva, International Organization for Standardization (ISO 7726).
- Jamriska M, Thomas S, Morawska L, Clark Ba., 1999, "Relation between indoor and outdoor exposure to fine particles near a busy arterial road". *Indoor Air*, Vol. 9, No 2, pp. 75–84,.
- Jamriska, M., Morawska, L., Ensor, D.S. 2003, "Control strategies for submicrometer particles indoors: model study of air filtration and ventilation", *Indoor Air*, Vol. 13, No 2, pp 96–105.
- Jamriska, M., Morawska, L., Clark, B. 2000, "Effect of ventilation and filtration on submicrometer particles in an indoor environment" *Indoor Air*, Vol. 10, No1, pp. 19–26.
- Jamriska, M., Morawska, L., Francis, P. W., 1998, "Particle characterisation in surgical theatres", *Design, Construction, and Operation of Healthy Buildings – Solutions to Global and Regional Concerns*, Atlanta, GA, American Society for Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, pp. 283–290.
- Lewis, J. R., 1993, "Operating room air distribution effectiveness". *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, No 2.
- Morawska, L., Thomas, S. Hofmann, W., Ristovski, Z., Jamriska, M., Rettenmoser, T., Agerer, S., 2004, "Exploratory cross-sectional investigations on ambient submicrometer particles in Salzburg", *Atmospheric Environment* Vol. 38, No 21, pp 3529–33,.
- Morawska, L, Jayaratne, E. R., Mengersen, K., Jamriska, M., Thomas, S., 2002, "Differences in airborne particle and gaseous concentrations in urban air between weekdays and weekends", *Atmospheric Environment*, Vol. 36, pp 4375-4383.
- Morawska, L., Thomas, S., Jamriska, M., Johnson, G., 1999, "The modality of particle size distributions of environmental aerosols", *Atmospheric Environment*, Vol. 33, pp 4401-4411.
- Morawska, L., Thomas, S., Bofinger, N., Wainwright, D., Neale, D., 1998, "Comprehensive characterization of aerosols in a subtropical urban atmosphere: particle size distribution and correlation with gaseous pollutants", *Atmospheric Environment*, Vol. 32, pp. 2467-2478.
- Nicholson, K.W., 1988, "A review of particle resuspension", *Atmospheric Environment*, Vol. 22, No 12, pp. 2639-265,
- Pereira, M. L, Graudenz, G. S., Tribess, A., 2005, "Sistemas de tratamento de ar em salas cirúrgicas: Estudo da distribuição de partículas na contaminação aérea", VIII Congresso Iberoamericano de aire acondicionado, calefacción e refrigeración - CIAR 2005, Montevideo – Uruguai, (CD).
- Pereira, M. L.; Tribess, A., 2004, "A review of air distribution patterns in surgery rooms under infection control focus". *Proceedings of ENCIT 2004*, Rio de Janeiro – Brasil, (CD).
- Riskowski G L, Maghirang R G, Funk T L, Christianson L L, Priest J B., 1998, "Environmental Quality in Animal Production Housing Facilities", *ASHRAE Transactions*, pp. 104 – 113.
- Salvigni, S., Piva, S., Mazzacane, S., 1996, "the assessment of ventilation requirements for hospital operating room". *Proceeding of the 7 th International Conference Indoor Air' 96*, July 21-26, , Nagoya, Japan. Vol. 1, pp. 393-398.

Sippola Mr, Nazaroff, W., 2003, "Modeling particle loss in ventilation ducts", Atmospheric Environment, Vol. 37 pp. 5597–609.

Thatcher, T.L., Layton, D.W., 1995, "Deposition, resuspension, and penetration of particles within a residence", Atmospheric Environ., Vol. 29, 1487–1497.

Thatcher, T.L., Mckone, Te, Fisk W.J., Sohn, M.D., Delp W.W., Riley W.J., Sextro R. G., 2001, "Factors affecting the concentration of outdoor particles indoors (COPI): Identification of data needs and existing data, Lawrence Berkeley", National Laboratory LBNL-49321.

# ANÁLISE COMPARATIVA DO ESCOAMENTO BIFÁSICO COM FORMAÇÃO DE ESPUMA DE MISTURAS ÓLEO-REFRIGERANTE EM UM TUBO DE SEÇÃO CIRCULAR CONSTANTE

João Paulo Dias

jpdias@dem.feis.unesp.br

José Luiz Gasche

gasche@dem.feis.unesp.br

Departamento de Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - UNESP  
Av. Brasil 56, Cep. 15385, Ilha Solteira – SP, Brasil.

**Resumo.** Este trabalho apresenta um estudo numérico do escoamento bifásico com formação de espuma de misturas compostas por óleo lubrificante com pequenas quantidades de fluido refrigerante, usualmente encontradas em compressores de sistemas de refrigeração e ar condicionado. A geometria considerada é um tubo horizontal reto de 6 m de comprimento e 3,22 mm de diâmetro interno. Devido à queda de pressão inicialmente causada pelo atrito viscoso, a solubilidade do refrigerante no óleo diminui e o refrigerante evapora da mistura líquida (outgassing). A formação de bolhas de refrigerante pode ser tão intensa a ponto do escoamento assumir a forma de espuma quando a fração de vazão atinge valores superiores a 70%. Um ponto interessante com relação ao escoamento de espuma é que o seu comportamento é muito diferente dos escoamentos bifásicos convencionais (em bolhas, pistonado, anular, etc.). Nas presentes simulações, o escoamento bifásico é dividido em duas regiões. Na primeira região o escoamento é tratado como sendo bifásico convencional (em bolhas), no qual o modelo homogêneo é usado para representar as propriedades do escoamento. Na segunda região, o escoamento é tratado como bifásico de espuma, onde um modelo de fluido não-newtoniano é usado para representar as tensões viscosas. As equações da quantidade de movimento, conservação da massa e da energia são integradas numericamente para fornecerem as distribuições de pressão e de temperatura ao longo do escoamento. As simulações são realizadas com três diferentes misturas óleo-refrigerante: óleo mineral SUNISO 1GS – refrigerante R12, óleo sintético EMKARATE RL10H – refrigerante R134a e óleo sintético Freol a10 – refrigerante R134a. Os resultados das comparações mostram que as menores quedas de pressão e de temperatura ao longo do escoamento estão associadas à mistura óleo Freol a10 – refrigerante R134a para as mesmas condições na entrada do tubo.

**Palavras chave:** misturas óleo-refrigerante, compressores de sistemas de refrigeração e ar condicionado, simulação numérica, modelagem de espuma.

## 1. Introdução

Nos sistemas de refrigeração por compressão de vapor, dois fluidos estão em constante interação: o fluido refrigerante e o óleo lubrificante, cuja principal função é reduzir o atrito entre as partes móveis do compressor. Em razão da solubilidade mútua existente entre estes fluidos, uma mistura homogênea pode ser formada em alguns locais do sistema. Nos trocadores de calor e nos dispositivos de expansão, por exemplo, o escoamento de uma mistura rica em refrigerante é encontrado, ou seja, uma pequena concentração de óleo lubrificante proveniente do compressor é encontrada dissolvida no refrigerante. Por outro lado, no interior do compressor encontram-se escoamentos de misturas ricas em óleo, nas quais o óleo lubrificante apresenta uma pequena quantidade de refrigerante dissolvido. Essa quantidade de refrigerante dissolvido no óleo altera as suas propriedades físicas e, conseqüentemente, o funcionamento das partes do compressor (Yanagisawa *et al.*, 1994).

A solubilidade do refrigerante no óleo depende da pressão de vapor do refrigerante e da temperatura do óleo, reduzindo com o aumento da temperatura e a diminuição da pressão. À medida que a mistura escoar através dos canais do compressor, a pressão cai devido aos efeitos viscosos reduzindo a solubilidade do refrigerante no óleo. Por essa razão, o refrigerante evapora da mistura formando bolhas de refrigerante gasoso no escoamento. Dependendo da magnitude da queda de pressão, o escoamento pode assumir o padrão de espuma (Costa *et al.*, 1990), o que altera sensivelmente as condições de lubrificação no compressor.

Uma revisão bibliográfica mostra que a maior parte dos trabalhos a respeito de misturas óleo-refrigerante refere-se a misturas ricas em refrigerante (Schlager *et al.*, 1987; Eckels e Pate, 1991; Hambræus, 1995; Cho e Tae, 2000 e 2001; Bassi e Bansal, 2003; Chen *et al.*, 2005 entre outros) cujo principal objetivo foi analisar a influência da contaminação de óleo na queda de pressão e no coeficiente de transferência de calor nos condensadores e evaporadores. Para as misturas ricas em óleo, entretanto, poucos trabalhos foram realizados. Dentre estes trabalhos, alguns autores (Silva, 2004 e Fukuta *et al.*, 2005) estudaram os fenômenos de absorção e desorção do refrigerante no óleo, os quais são importantes para a estimativa da concentração de refrigerante armazenado no óleo nas condições de partida do compressor. Outros relevantes trabalhos numéricos (Gasche, 1996 e Grando, 2001) e experimentais (Lacerda, 2000;

Poiate Jr., 2001 e Castro, 2006) estudaram as características do escoamento bifásico das misturas R12-óleo mineral e R134a - óleo sintético.

Neste trabalho, o escoamento bifásico com formação de espuma de misturas compostas por fluido refrigerante e óleo lubrificante, com baixas concentrações de refrigerante, é modelado e simulado numericamente em um tubo reto horizontal de 3,22 mm de diâmetro interno e 5,7 m de comprimento. Obviamente esta geometria não representa as dimensões reais dos canais dos compressores comumente encontrados em refrigeração, entretanto, o único interesse neste trabalho é a compreensão fenomenológica do escoamento das misturas óleo-refrigerante ricas em óleo lubrificante. A partir das condições estabelecidas na entrada do tubo (pressão, temperatura e vazão mássica) para uma mistura saturada de refrigerante, até três padrões de escoamento podem ocorrer. Se a mistura não estiver saturada de refrigerante na entrada do tubo, uma região de escoamento monofásico é observada inicialmente. Com a queda de pressão inicialmente causada pelo atrito viscoso com a parede do tubo, ocorre a redução da solubilidade do refrigerante no óleo e um pequeno número de bolhas de vapor refrigerante é formado. Nesta região, o escoamento é modelado como sendo bifásico convencional no qual o modelo homogêneo é usado para representar as propriedades do escoamento. À medida que a fração de vazio atinge um valor limite ( $\alpha_{lim}$ ), o escoamento passa a ser tratado como bifásico de espuma e modelado de acordo com a lei de potência para fluidos não-newtonianos, proposta por Calvert (1990). As equações da quantidade de movimento, conservação da massa e da energia são resolvidas numericamente para fornecerem as distribuições de pressão e de temperatura ao longo do escoamento. As simulações são realizadas para três diferentes misturas óleo-refrigerante: mistura óleo mineral SUNISO 1GS – refrigerante R12, mistura óleo sintético EMKARATE RL10H – refrigerante R134a e mistura óleo sintético Freol  $\alpha$ 10 – refrigerante R134a. Além dos perfis de pressão e temperatura, também são obtidas as distribuições de concentração de refrigerante, de fração de vazio e de viscosidade da mistura ao longo do escoamento. Os resultados obtidos mostraram que, para as mesmas condições de teste, a mistura formada por óleo sintético Freol  $\alpha$ 10 e refrigerante R134a foi a que apresentou as menores quedas totais de pressão e de temperatura, além de apresentar a menor quantidade de espuma formada no final do escoamento.

## 2. Modelo Matemático

A Fig. 1 mostra a geometria do problema, o sistema de coordenadas  $r,z$  e as principais dimensões de um trecho do tubo de diâmetro interno  $D[m]$ . No esquema,  $dz$  é o comprimento do elemento de fluido,  $\dot{m}[kg/s]$  é a vazão mássica e  $u[m/s]$  é a velocidade do escoamento na direção  $z$ .

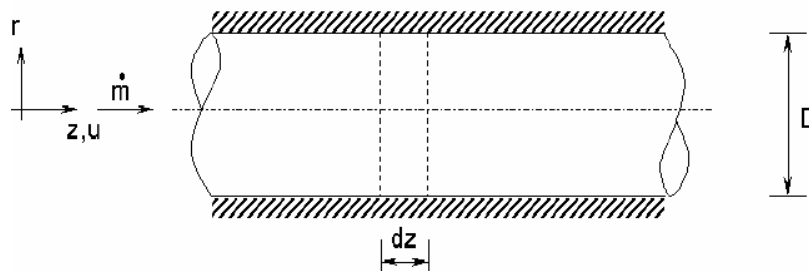


Figura 1. Geometria do problema.

### 2.1. Hipóteses Simplificativas

Foram adotadas as seguintes simplificações na formulação matemática:

- Escoamento unidimensional, plenamente desenvolvido e em regime permanente;
- Fronteiras do tubo adiabáticas e impermeáveis;
- A fase líquida é formada por óleo e refrigerante líquido, enquanto que a fase vapor é considerada ser formada apenas por refrigerante gasoso;
- A mistura líquida é tratada com sendo ideal;
- Desprezam-se os efeitos de metaestabilidade do escoamento.

### 2.2. Equações governantes

As equações governantes do escoamento - conservação da massa, quantidade de movimento e conservação da energia – são dadas respectivamente por:

$$u^2 \frac{d\rho}{dz} + \rho u \frac{du}{dz} = 0 \quad (1)$$



$$\frac{dp}{dz} = u^2 \frac{d\rho}{dz} + \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r\tau_{rz}) \quad (2)$$

$$\frac{dT}{dz} = \frac{\frac{1}{\rho} \frac{dp}{dz} - \frac{d}{dz} [x(h_v - h_l)] - \frac{\partial h_l}{\partial p} \Big|_T \frac{dp}{dz}}{\frac{\partial h_l}{\partial T} \Big|_p} \quad (3)$$

onde  $\rho [kg/m^3]$  é a densidade do fluido,  $dp/dz [Pa/m]$  é a queda total de pressão ao longo escoamento,  $\tau_{rz} [Pa]$  é a tensão de cisalhamento na direção radial do fluido,  $dT/dz [°C/m]$  é a queda de temperatura ao longo do escoamento,  $x$  é o título da mistura (definido como a razão entre a massa de refrigerante gasoso e a massa total da mistura) e  $h_l [J/kg]$  e  $h_v [J/kg]$  são respectivamente as entalpias específicas das fases líquida e vapor.

### 2.3. Região de escoamento monofásico

Na região de escoamento monofásico, a queda de pressão é causada unicamente pelo atrito viscoso com a parede do tubo. Assim, a Eq. (2) torna-se:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r\tau_{rz}) \quad (4)$$

O termo viscoso da Eq. (4), pode ser representado por, (Fox e McDonald, 1995)

$$\frac{dp}{dz} = \frac{1}{r} \frac{d}{dr} (r\tau_{rz}) = -\frac{f}{2} \frac{G^2}{\rho_l D} \quad (5)$$

Na Eq. (5),  $G [kg/m^2 s]$  é o fluxo de massa do escoamento,  $\rho_l$  é a densidade da fase líquida (óleo + refrigerante líquido) e  $f$  é o fator de atrito, calculado através da correlação de Churchill (1977):

$$f = 8 \left[ \left( \frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A_1 + B_1)^{3/2}} \right]^{1/12} \quad (6a)$$

$$A_1 = \left[ 2,457 \ln \left( \frac{1}{\left( \frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27(\varepsilon/D)} \right) \right]^{16} \quad (6b)$$

$$B_1 = \left( \frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (6c)$$

onde  $\varepsilon/D$  é a rugosidades relativa da parede interna do duto e número de Reynolds,  $Re$ , é uma função das propriedades da fase líquida, dado por:

$$Re = \frac{\rho_l u D}{\mu_l} = \frac{4\dot{m}}{\mu_l \pi D} \quad (7)$$

Na região de escoamento monofásico, como a densidade é constante, e considerando que o calor específico a volume constante é função apenas da temperatura, a Eq. (3) fornece que,

$$\frac{dT}{dz} = 0 \quad (8)$$

## 2.4. Região de escoamento bifásico convencional

Embora a quantidade de bolhas de refrigerante na fase vapor seja pequena na região de escoamento bifásico convencional, o efeito da aceleração devido à diminuição da densidade do fluido começa a influenciar nos parâmetros do escoamento. Aplicando a conservação da massa sobre o óleo e o refrigerante, o título da mistura ( $x$ ), pode ser escrito como uma função da concentração de refrigerante na entrada ( $w_e$ ) e da solubilidade local do refrigerante no óleo ao longo do escoamento ( $w_{sat}$ ):

$$x = \frac{w_e - w_{sat}}{1 - w_{sat}} \quad (9)$$

Considerando que a fase líquida e a fase vapor escoem com a mesma velocidade, o modelo homogêneo pode ser usado para calcular a fração de vazio do escoamento como uma função do título da mistura:

$$\alpha = \frac{1}{1 + \left(\frac{1}{x} - 1\right) \frac{\rho_v}{\rho_l}} \quad (10)$$

onde  $\rho_l$  e  $\rho_v$  são respectivamente as densidades das fases líquida e vapor.

A queda de pressão total da região de escoamento bifásico convencional é a soma entre os efeitos de atrito e de aceleração do fluido, como descrito pela Eq. (2). Utilizando a Eq. (5), a Eq. (2) pode ser reescrita como:

$$\frac{dp}{dz} = \left(\frac{G}{\bar{\rho}}\right)^2 \frac{d\bar{\rho}}{dz} - \frac{f}{2} \frac{G^2}{\bar{\rho}D} \quad (11)$$

O fator de atrito é novamente calculado pelas Eqs. (6) e o número de Reynolds é dado agora por:

$$Re = \frac{\bar{\rho}uD}{\bar{\mu}} = \frac{4\dot{m}}{\bar{\mu}\pi D} \quad (12)$$

onde  $\bar{\rho}$  e  $\bar{\mu}$  são as pseudo-propriedades do modelo homogêneo as quais são determinadas através das propriedades das fases líquida e vapor por:

$$\bar{\rho} = \alpha\rho_v + (1 - \alpha)\rho_l \quad (13)$$

$$\bar{\mu} = x\mu_v + (1 - x)\mu_l \quad (14)$$

O modelo de viscosidade bifásica da Eq. (14) foi proposto inicialmente por Cichitti *et al.* (1964) e é recomendada por Grandó (2001). As Eqs. (3) e (11) são resolvidas simultaneamente para fornecerem as distribuições de pressão e temperatura ao longo da região de escoamento bifásico convencional.

## 2.5. Região de escoamento bifásico de espuma

Quando a fração de vazio do escoamento atinge um valor limite,  $\alpha_{lim}$ , o escoamento é modelado como sendo bifásico de espuma. As forças viscosas é que fazem a diferença entre a modelagem do escoamento bifásico convencional e a modelagem do escoamento de espuma. Calvert (1990) propôs a seguinte lei de potência entre a tensão de cisalhamento e a taxa de deformação de espumas aquosas:

$$\tau_{rz} = \tau_e + \kappa \left(\frac{du}{dr}\right)^n \quad (15)$$

onde  $\tau_e [Pa]$  é a tensão de escoamento da espuma e  $\kappa [Pa.s^n]$  e  $n$  são constantes de fluido não newtoniano. Isolando o termo viscoso da Eq. (2) e integrando ao longo da coordenada radial, considerando que  $\tau_{rz} = 0$  quando  $r = 0$ , tem-se que:

$$\tau_{rz} = \frac{1}{r} \int_0^r \left( \frac{dp}{dz} - u^2 \frac{d\bar{\rho}}{dz} \right) r dr = -\frac{1}{r} \int_0^r g(z) r dr = -g(z) \frac{r}{2} \quad (16)$$

onde  $g(z)$  é uma variável auxiliar [termo viscoso da Eq. (2)] convenientemente definida como sendo função do gradiente de pressão total. Na Eq. (16), a função  $g(z)$  sempre terá valores positivos e, conseqüentemente,  $\tau_{rz}$  irá assumir valores negativos. Deste modo, a partir do módulo da Eqs. (15) e da Eq. (16), pode-se escrever:

$$\left| \frac{du}{dr} \right| = \kappa^{-\frac{1}{n}} \left[ g(z) \frac{r}{2} - \tau_e \right]^{\frac{1}{n}} \quad (17)$$

De acordo com o modelo de escoamento de espuma descrito na Fig. 2 define-se uma região de deformação da espuma próxima à parede do tubo, onde a tensão de cisalhamento é maior do que a tensão de escoamento da espuma e outra região de escoamento “pistonado” com velocidade uniforme  $u_0$  [m/s], onde a tensão de cisalhamento é inferior à tensão de escoamento da espuma. Integrando a Eq. (17) separadamente nestas duas regiões, os perfis radiais de velocidades resultam em:

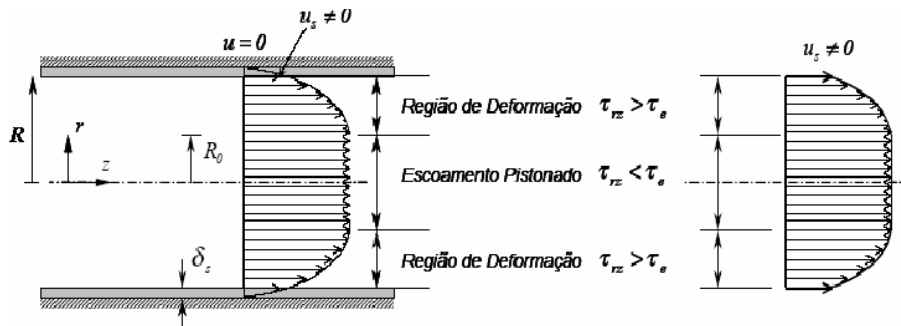


Figura 2. Representação do modelo de escoamento da espuma.

Região de deformação da espuma

$$u(r) = u_s + \frac{2n\kappa^{-\frac{1}{n}}}{g(z)[n+1]} \left[ \left( g(z) \frac{R}{2} - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} - \left( g(z) \frac{r}{2} - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} \right] \quad (18)$$

Região de escoamento “pistonado”

$$u_0 = u_s + \frac{2n\kappa^{-\frac{1}{n}}}{g(z)[n+1]} \left( g(z) \frac{R}{2} - \tau_e \right)^{\frac{n+1}{n}} \quad (19)$$

onde o raio da região de escoamento “pistonado”,  $R_0$  [m], e a velocidade de deslizamento da camada de líquido na parede,  $u_s$  [m/s], são dados respectivamente por:

$$R_0 = \frac{2\tau_e}{g(z)} \quad (20)$$

$$u_s = g(z) \frac{R\delta_s}{2\mu_l} \quad (21)$$

e  $\delta_s$  [m] é a espessura da camada de líquido que transporta a espuma próximo à parede. Para a obtenção do gradiente de pressão, a vazão em massa total do escoamento é calculada a partir da integração dos perfis de velocidades das Eqs. (18) e (19). Assim,

$$\dot{m} = \int_0^{R_0} \bar{\rho} u_0 2\pi r dr + \int_{R_0}^R \bar{\rho} u(r) 2\pi r dr \quad (22)$$

O resultado desta integração pode ser organizado em quatro parcelas -  $\dot{m}_1$ ,  $\dot{m}_2$ ,  $\dot{m}_3$  e  $\dot{m}_4$  - funções implícitas da queda de pressão total. Diante da impossibilidade de explicitar diretamente o gradiente de pressão do resultado da Eq. (22), recorre-se ao método iterativo de Newton-Raphson onde:

$$\frac{dp}{dz} = \frac{dp^*}{dz} - \frac{F(dp/dz^*)}{F'(dp/dz^*)} \quad (23)$$

na qual  $dp/dz^*$  é a queda de pressão calculada na iteração anterior,  $F(dp/dz) = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 - \dot{m}$  é a função erro da vazão que deve ser zerada e  $F'(dp/dz)$  a sua derivada. O gradiente de pressão da Eq. (22) é corrigido de iteração em iteração até que  $|dp/dz - dp/dz^*| < 10^{-7}$ . As Eqs. (23) e (3) são resolvidas simultaneamente para fornecerem as distribuições de pressão e temperatura ao longo da região de escoamento bifásico de espuma.

### 3. Metodologia de solução

As equações governantes para os gradientes de pressão e temperatura são integradas numericamente usando o método de Volumes Finitos, onde o arranjo co-localizado das variáveis na malha é mostrado na Fig. 3. Uma malha com 286 pontos nodais (um ponto a cada 2 cm do comprimento tubo) foi convenientemente escolhida para as simulações deste trabalho.

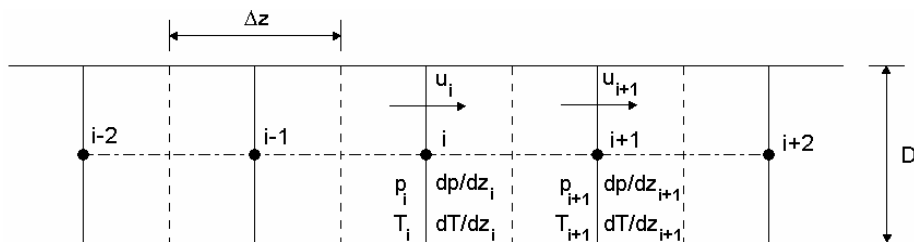


Figura 3. Esquema do arranjo co-localizados das variáveis na malha.

O procedimento de solução se inicia com o fornecimento das características geométricas do tubo, parâmetros do modelo de espuma e os parâmetros da mistura na entrada do escoamento, que são a pressão, a temperatura e a vazão mássica. O problema é resolvido em marcha ao longo do domínio, onde a partir do ponto  $i$ , a pressão e temperatura no ponto  $i+1$  são calculadas respectivamente por:

$$p_{i+1} = p_i + \left. \frac{dp}{dz} \right|_i \Delta z \quad (23)$$

$$T_{i+1} = T_i + \left. \frac{dT}{dz} \right|_i \Delta z \quad (24)$$

Com  $p$  e  $T$  determinados em cada posição, as propriedades do escoamento como a solubilidade, densidade, viscosidade e entalpia para a fase líquida são calculadas através de correlações específicas para cada mistura óleo-refrigerante. As propriedades da mistura líquida óleo Freol  $\alpha 10 - R134a$  foram obtidas por ajustes de dados fornecidos pela EMBRACO (Empresa Brasileira de Compressores S.A.), enquanto que as propriedades da fase vapor foram calculadas através de ajuste de dados fornecidos por McLinden *et al.* (1998). Para as misturas óleo EMKARATE RL10H - R134a e óleo SUNISO 1GS - R12, as correlações utilizadas foram fornecidas por Grandó (2001).

### 4. Resultados e discussão

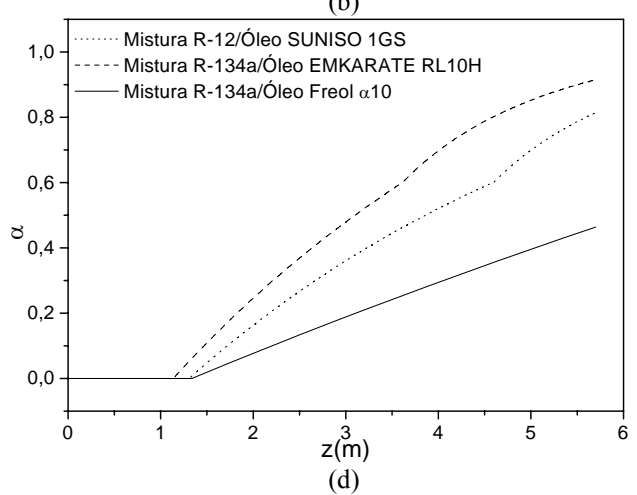
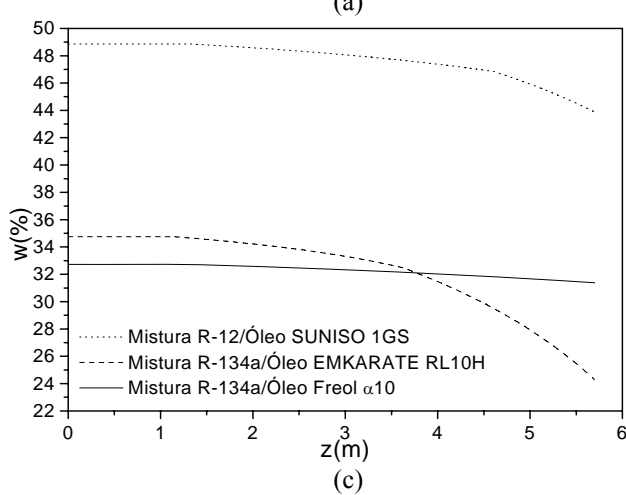
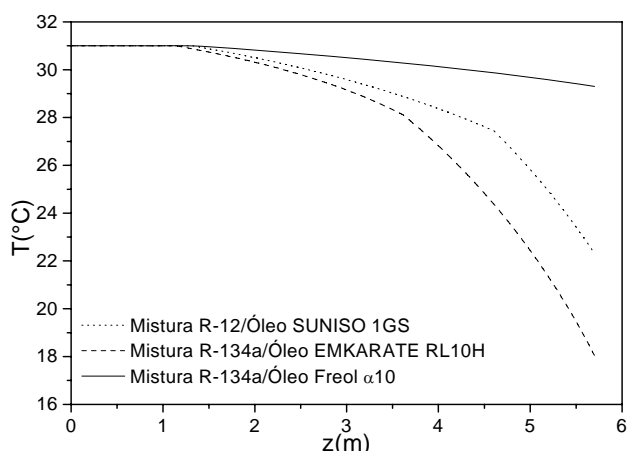
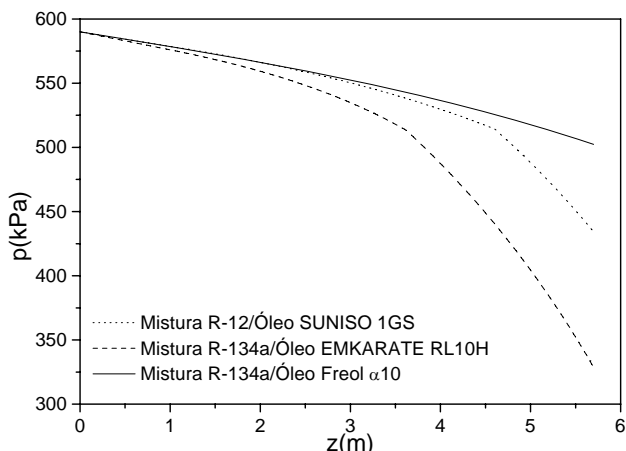
Os resultados da simulação foram obtidos para dois casos diferentes, cada um com uma concentração de refrigerante na entrada do escoamento. No primeiro caso considerou-se a mistura sub-saturada na entrada com uma concentração de refrigerante 5 % inferior à solubilidade local na entrada, fazendo com o escoamento fosse monofásico

nas primeiras posições do duto. No segundo caso, considerou-se a mistura saturada na entrada, ou seja, com a concentração igual à solubilidade local na entrada do escoamento. A Tabela 1 apresenta os parâmetros do modelo de espuma (propostos por Grando, 2001) e as condições na entrada do tubo utilizadas em ambos os casos.

Tabela 1 – Condições na entrada e parâmetros do modelo de espuma para as simulações realizadas.

Pressão na Entrada, $p_e$ [kPa]	590,00
Temperatura na Entrada, $T_e$ [°C]	31,00
Vazão Mássica, $\dot{m}$ [kg/h]	40,00
Fração de Vazio Limite, $\alpha_{lim}$	0,60
Tensão de Escoamento da Espuma, $\tau_e$ [Pa]	1,00
Constante $n$	0,40
Constante $\kappa$ [Pa.s <sup>n</sup> ]	1,168
Espessura da Camada de Líquido, $\delta_s$ [ $\mu$ m]	5,00

As Figs. 4 (a) – (e) mostram respectivamente as distribuições de pressão, temperatura, concentração de refrigerante, fração de vazio e viscosidade da mistura líquida ao longo do escoamento. Os resultados das Figs. 4 (a) e (b) apontam para quedas de pressão e de temperatura superiores para a mistura óleo EMKARATE - R134a em relação às outras misturas. As menores quedas foram verificadas para a mistura óleo Freol - R134a onde se observa, inclusive, a inexistência da região de espuma, pois a fração de vazio,  $\alpha$ , ainda não atingiu o valor limite pré-estabelecido,  $\alpha_{lim}$  [Fig. 4 (d)]. Apesar da menor miscibilidade do R134a no óleo Freol  $\alpha$ 10 em relação ao óleo EMKARATE para estas condições no início do escoamento [Fig. 4 (c)], fato este que poderia contribuir para a menor viscosidade da mistura líquida óleo EMKARATE – R134a, a viscosidade do óleo Freol é consideravelmente menor do que a viscosidade do óleo EMKARATE para a dada temperatura na entrada, o que faz com que a mistura líquida óleo Freol - R134a torne-se menos viscosa [Fig. 4 (e)]. A mistura óleo SUNISO - R12 apresenta ainda menor viscosidade em relação às outras duas misturas em decorrência da maior capacidade de armazenar refrigerante na entrada do escoamento. No entanto, o desprendimento de refrigerante da mistura óleo SUNISO - R12 é mais intenso do que na mistura óleo Freol - R134a, resultando em maiores quedas totais de pressão e temperatura para o escoamento da mistura óleo SUNISO - R12.



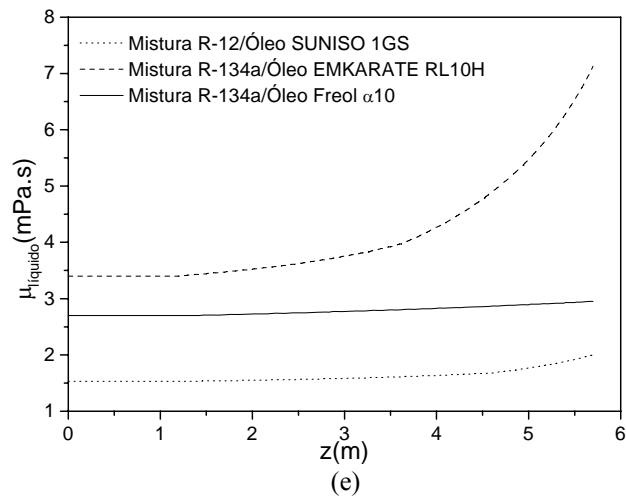
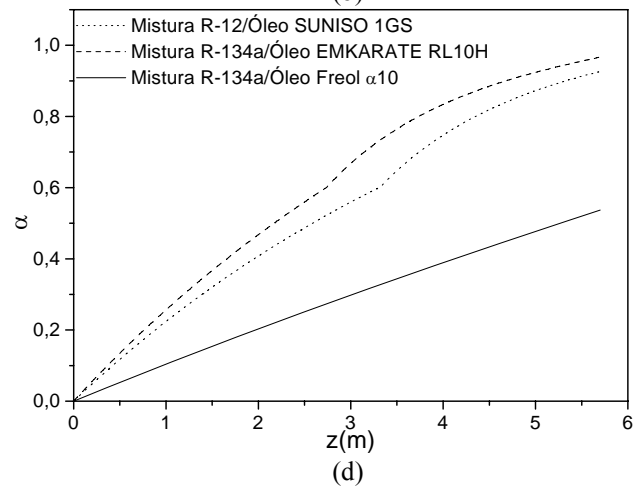
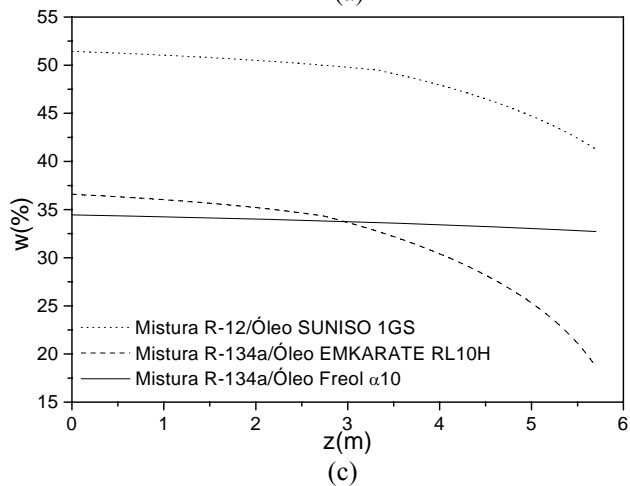
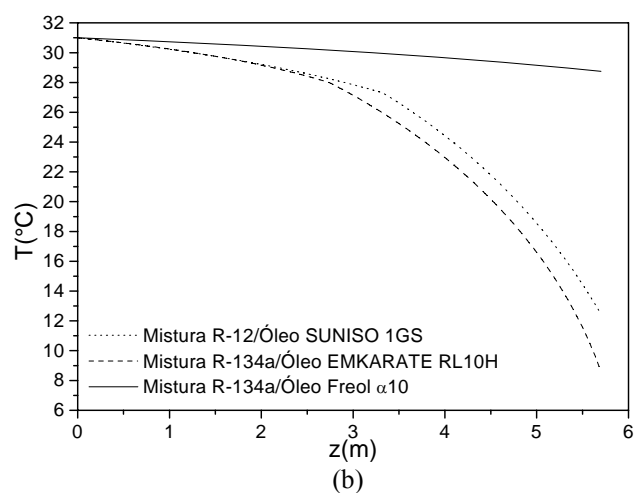
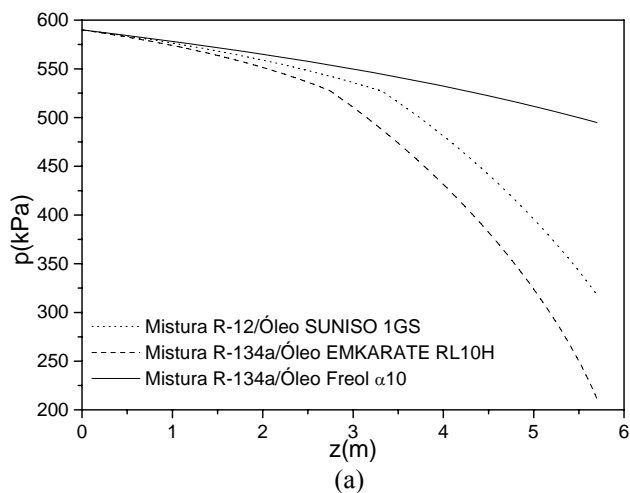


Figura 4. Comparação entre as diferentes misturas para o caso de sub-saturação na entrada. (a) Distribuições de pressão, (b) temperatura, (c) concentração de refrigerante, (d) fração de vazio e (e) viscosidade da mistura líquida ao longo do escoamento.

Para o caso em que a mistura se encontra saturada na entrada do escoamento, os resultados das Figs. 5 (a) – (e) mostram a mesma tendência geral do caso de sub-saturação na entrada. O refrigerante R134a misturado com o óleo EMKARATE apresentou as maiores quedas de pressão e temperatura, enquanto que as menores quedas foram atingidas para a mistura com o óleo Freol  $\alpha$ 10. Novamente, não foi observada a formação de espuma no escoamento da mistura óleo Freol - R134a. O aumento da concentração de refrigerante fez com que a viscosidade do líquido na entrada caísse em torno de 6% para as misturas óleo SUNISO - R12 e óleo Freol - R134a, e 7% para a mistura óleo EMKARATE - R134a em relação à mistura sub-saturada. Mas ao mesmo tempo, adiantou-se o ponto de desprendimento do refrigerante, o que aumentou as quedas totais de pressão e temperatura.



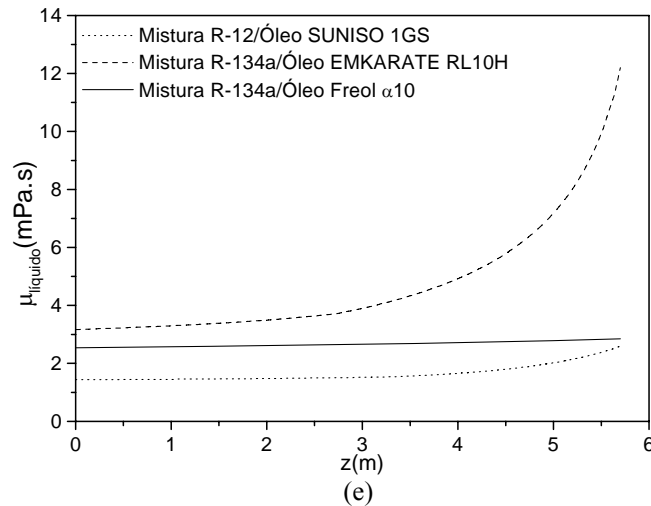


Figura 5. Comparação entre as diferentes misturas para o caso de saturação na entrada. (a) Distribuições de pressão, (b) temperatura, (c) concentração de refrigerante, (d) fração de vazio e (e) viscosidade da mistura líquida ao longo do escoamento.

As Tabelas 2 e 3 mostram, respectivamente, as quedas totais de pressão e de temperatura ao longo do escoamento dos casos saturado e sub-saturado na entrada para as três misturas em questão. Pode-se notar que o aumento mais crítico nas quedas de pressão e de temperatura foi o da mistura óleo SUNISO - R12; a mistura óleo Freol - R134a apresentou a menor sensibilidade quanto ao aumento da concentração de refrigerante na entrada, o que é uma importante característica da miscibilidade do refrigerante R134a no óleo Freol α10.

Tabela 2 – Quedas totais de pressão nas simulações com as três misturas óleo-refrigerante.

Queda total de pressão [kPa]			
Condição na Entrada	Mistura óleo SUNISO 1GS - R12	Mistura óleo EMKARATE RL10H - R134a	Mistura óleo Freol α10 - R134a
Sub-saturado ( $w_e=0,95w_{sat}$ )	155,66	261,32	87,64
Saturado ( $w_e=w_{sat}$ )	271,74	378,56	95,17
Aumento (%)	74,6	44,7	8,6

Tabela 3 – Quedas totais de temperatura nas simulações com as três misturas óleo-refrigerante.

Queda total de temperatura [°C]			
Condição na Entrada	Mistura óleo SUNISO 1GS - R12	Mistura óleo EMKARATE RL10H - R134a	Mistura óleo Freol α10 - R134a
Sub-saturado ( $w_e=0,95w_{sat}$ )	8,69	12,96	1,7
Saturado ( $w_e=w_{sat}$ )	18,55	22,4	2,25
Aumento (%)	113,5	72,8	32,4

## 5. Conclusões

Neste trabalho realizou-se um estudo numérico do comportamento do escoamento bifásico com formação de espuma de três diferentes misturas óleo-refrigerante ao longo de um tubo horizontal de 5,7 m de comprimento e seção circular de 3,22 mm de diâmetro interno. Na modelagem matemática considerou-se a existência de uma região de escoamento monofásico, uma região de escoamento bifásico convencional e outra região de escoamento bifásico de espuma. Na região de escoamento bifásico convencional, o modelo homogêneo foi utilizado para representar as propriedades da mistura enquanto que na região de escoamento bifásico de espuma o modelo de Calvert (1990) para fluidos não-newtonianos foi utilizado para representar as forças viscosas do escoamento. Os resultados obtidos para as distribuições de pressão, temperatura, concentração de refrigerante, fração de vazio e viscosidade da mistura líquida ao longo do escoamento indicaram a melhor miscibilidade do refrigerante R134a no óleo Freol α10 para as condições das simulações consideradas. Com isso, pode-se ter idéia de algumas vantagens que o emprego da mistura óleo Freol α10-R134a poderia trazer para os sistemas de refrigeração. Esta característica entre o óleo Freol α10 e o R134a favoreceria, por exemplo, a formação de um filme lubrificante mais estável diante das condições dinâmicas de operação do

compressor, visto que a formação excessiva de espuma prejudica a continuidade do filme lubrificante e a qualidade da lubrificação do compressor. Um outro aparente benefício seria na facilidade do retorno para o compressor da pequena quantidade de óleo que escoo com o refrigerante no ciclo, evitando assim que a retenção do óleo em outros componentes do sistema. Entretanto, mais estudos devem ser realizados para que tais idéias sejam realmente confirmadas.

## **6. Agradecimentos**

Os autores agradecem a CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) pelo suporte financeiro do trabalho.

## **7. Referências bibliográficas**

- Bassi, R. e Bansal, P. K., 2003, "In-Tube Condensation of Mixture of R134a and Ester Oil: Empirical Correlations", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 26, No. 4, pp. 402-409.
- Calvert, J. R., 1990, "Pressure Drop for Foam Flow Through Pipes", *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Vol. 11, No. 3, pp. 236-241.
- Castro, H. O. S., 2006, "Caracterização Experimental do Escoamento Bifásico com Formação de Espuma da Mistura Óleo-Refrigerante R134a ao longo de um Tubo Reto de Seção Constante", *Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira-SP.*
- Cichitti, A., 1964, "Two-Phase Cooling Experiments-Pressure Drop, Heat Transfer and Burnout Measurements", *Energia Nucleare*, Vol. 7, N°6, pp. 407-425.
- Chen, I. Y., Won, C. L. e Wang, C. C., 2005, "Influence of Oil on R-410A Two-Phase Frictional Pressure Drop in a Small U Type Wavy", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 32, N°6, pp. 797-808.
- Cho, K. e Tae, S. J., 2000, "Evaporation Heat Transfer for R-22 and R-407C Refrigerant-Oil Mixture in a Microfin Tube with a U-Bend", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 2, pp. 219-231.
- Cho, K. e Tae, S. J., 2001, "Condensation Heat Transfer for R-22 and R-407C Refrigerant-Oil Mixture in a Microfin Tube with a U-Bend", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 44, No. 11, pp. 2043-2051.
- Churchill, S. W., 1977, "Friction-Factor Equation Spans all Fluid-Flow Regimes", *Chemical Engineering*, No. 7, pp. 91-92.
- Costa, C. M. N. F., Ferreira, R. T. S. e Prata, A. T., 1990, "Considerations About the Leakage Through the Minimal Clearance in a Rolling Piston Compressor", *Proceedings of International Engineering Compressor Conference at Purdue, West Lafayette*, Vol. 2, pp. 853-863.
- Eckels, S. J. e Pate, M. B., 1991, "In-Tube Evaporation and Condensation of Refrigerant- Lubricant Mixtures of HFC-134a and CFC-12", *ASHRAE Transactions*, Vol. 97, Part 2, pp. 62-70.
- Fox, R. W., McDonald, A. T., 1995, "Introdução à Mecânica dos Fluidos", 4ª Edição, LTC, Rio de Janeiro.
- Fukuta, M., Yanagisawa, T., Omura M., e Ogi, Y., 2005, "Mixing and Separation Characteristics of Isobutane with Refrigeration Oil", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 28, N°7, pp.997-1005.
- Gasche, J. L., 1996, "Escoamento de Óleo Refrigerante pela Folga Radial de Compressores Rotativos de Pistão Rolante", *Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.*
- Grando, F. P., 2001, "Modelagem Computacional do Escoamento Bifásico com Formação de Espuma de uma Mistura de Óleo Lubrificante e Fluido Refrigerante em Dutos Retos", *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.*
- Hambraues, K., 1995, "Heat Transfer of Oil-Contaminated HFC-134a in a Horizontal Evaporator", *International Journal of Refrigeration*, Vol. 18, No. 2, pp. 87-99.
- Lacerda, V. T., 2000, "Caracterização Experimental do Escoamento Bifásico de uma Mistura Óleo e Refrigerante em Dutos de Pequeno Diâmetro", *Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.*
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W., Peskin, A.P., 1998, "Thermodynamics and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures", *NIST Standard Reference Database 23, REFPROP 6.0.*
- Poiate Jr., E., 2001, "Escoamento Bifásico da Mistura Óleo Mineral-Refrigerante R12 ao longo de um Tubo Reto de Seção Circular Constante", *Dissertação de Mestrado, Universidade Estadual Paulista, Ilha Solteira-SP.*
- Schlager, L. M., Pate, M. B. e Bergles, A. E., 1987, "A Survey of Refrigerant Heat Transfer and Pressure Drop Emphasizing and In-Tube Augmentation", *ASHRAE Transactions*, Vol. 93, Part 1, pp. 392-416.
- Silva, A. da, 2004, "Cinemática e Dinâmica do Processo de Absorção de Gás Refrigerante em Óleo Lubrificante", *Tese de Doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC.*
- Yanagisawa, T., Fukuta, M., Shimizu, T. e Zushi, T., 1994, "Influence of Oil-Refrigerant Solubility on Performance of Rotatory Compressors", *Proceedings of International Engineering Compressor Conference at Purdue, West Lafayette*, Vol. 1, pp.109-115.



## **COMPARATIVE ANALYSIS OF OIL-REFRIGERANT TWO-PHASE FLOW WITH FOAM FORMATION IN A CONSTANT CIRCULAR CROSS SECTION TUBE**

João Paulo Dias  
jpdias@dem.feis.unesp.br

José Luiz Gasche  
gasche @dem.feis.unesp.br

### **Abstract**

This work presents a numerical study of the two-phase flow with foam formation of mixtures composed by lubricant oil with small amounts of refrigerant, usually encountered in refrigeration and air conditioning compressors. A 6 m long and 3.22 mm ID straight horizontal tube was chosen to accomplish the simulations. Due the pressure drop caused initially by the viscous friction, the refrigerant solubility in oil reduces and the refrigerant evaporates from the liquid mixture (outgassing). In this type of flow, the refrigerant bubble formation can be so large that foam is formed as void fraction reaches values higher than 70%. An interesting point regarding foam flows is that foam behaves differently from conventional two-phase flows (bubbly, slug, annular, etc). In the present simulations the two-phase flow is divided in two regions. In the first region the flow is treated as a conventional two-phase flow (bubbly flow), in which the homogeneous model is used to represent the flow properties. In the second region, the flow is treated as a foam flow, in which a non-newtonian model is used to represent the fluid viscous stresses. The mass and energy conservation and the momentum equations are integrated numerically to provide the pressure and temperature distributions along the flow. The simulations were carried out for three different oil-refrigerant mixtures: mineral oil SUNISO 1GS – refrigerant R12, synthetic oil EMKARATE RL10H – refrigerant R134a and synthetic oil Freol  $\alpha$ 10 – refrigerant R134a. The results of the comparison show that the lower total pressure and temperature drops were obtained with the mixture formed by synthetic oil Freol  $\alpha$ 10 and refrigerant R134a for the same flow inlet conditions.

Keywords: oil-refrigerant mixtures, refrigeration and air conditioning compressors, numerical simulation, foam modeling.

## ANÁLISE TÉCNICO-ECONÔMICA DA COGERAÇÃO UTILIZANDO TURBINA A GÁS E CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO NA AMAZÔNIA

**Leandro da Silva Sales**

Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Av. BPS, 1303, Itajubá – MG, Brasil  
leandro8746@hotmail.com

**Ricardo Dias Martins de Carvalho**

Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Av. BPS, 1303, Itajubá – MG, Brasil  
martins@unifei.edu.br

**Oswaldo José Venturini**

Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Av. BPS, 1303, Itajubá – MG, Brasil  
osvaldo@unifei.edu.br

***Resumo.** A geração e distribuição de eletricidade na Amazônia brasileira apresentam algumas dificuldades, abrangendo aspectos gerenciais e técnicos. As termelétricas e os altos custos de combustível (incluindo a distribuição) e manutenção tornam essas plantas não lucrativas, freqüentemente requerendo subsídios governamentais. Por outro lado, há escassez de gelo para a preservação de alimentos no mercado amazônico. Neste contexto, a cogeração pode ajudar a melhorar a eficiência global e reduzir os custos das plantas térmicas. Neste artigo faz-se a análise técnica e econômica de um sistema de cogeração composto por turbina a gás e ciclo de refrigeração por absorção sopoisto localizado ao longo do gasoduto Coari-Manaus. A demanda de eletricidade, o consumo de gelo e dados climáticos de uma das cidades abastecidas pelo gasoduto são usados para a análise. A operação da turbina a gás foi simulada com o programa GateCycle; a temperatura e vazão dos gases de exaustão obtidas foram, por sua vez, utilizadas para a simulação de um ciclo de refrigeração por absorção água-amônia (AAR) de simples efeito empregando o programa Cycle-Tempo. A simulação termodinâmica do AAR possibilitou determinar a temperatura ótima na saída do gerador a fim de maximizar a capacidade de refrigeração. Para a análise econômica, os custos de produção de eletricidade e gelo foram criteriosamente determinados e preços de venda do mercado local para ambos foram considerados. Então, assumindo-se paridade elétrica e um perfil de demanda de eletricidade típico da região, determinou-se o lucro líquido anual da planta. Supondo que a planta de cogeração tenha isenção de ICMS incidente sobre a energia elétrica durante a recuperação do investimento, o tempo de retorno foi de 7,8 e 6,9 anos, para fator de capacidade de 0,572 e 0,614, respectivamente. No caso em que não há isenção de ICMS, o tempo de retorno é de 13,0 anos, o que torna o investimento economicamente inviável.*

*Palavras chave:* cogeração, produção de gelo, refrigeração por absorção, turbina a gás.

### 1. Introdução

O Amazonas é o maior estado brasileiro, cobrindo uma área de 1.577.820 km<sup>2</sup> na região amazônica. Excetuando-se alguns municípios de maior porte, a população encontra-se dispersa e ao longo das calhas dos rios em comunidades isoladas. Portanto, a geração e a distribuição de eletricidade para essa população encontram dificuldades cujos motivos vão do gerencial ao técnico. Extensas linhas de distribuição de energia, a partir de centrais localizadas nos principais centros populacionais até comunidades distantes, não são viáveis devido às características peculiares da região (grandes áreas de floresta, lagos, rios, etc.) e ao fato de que a baixa renda dessas comunidades não suporta o custo final da eletricidade. Segundo Correia (2005), das cerca de 4600 comunidades contabilizadas no Estado do Amazonas, somente 32 (0,7%) são supridas com energia elétrica por meio da Companhia Energética do Amazonas (CEAM), uma subsidiária de Centrais Elétricas do Norte do Brasil S.A. (ELETRONORTE). A CEAM é responsável pela operação e manutenção do maior sistema térmico isolado do mundo, abrangendo uma área de 1.566.362 km<sup>2</sup>, sendo o seu parque gerador composto por 88 usinas térmicas próprias, totalizando uma potência nominal de 265,21 MW. Também distribui energia elétrica onde o suprimento é realizado pela Manaus Energia S.A. (MESA) (Rio Preto da Eva, Presidente Figueiredo, parte do município de Iranduba e a localidade de Puraquequara) e pela Centrais Elétricas do Acre – ELETROACRE (município de Guajará). Esse complexo de usinas é composto quase todo por usinas térmicas a diesel, com exceção dos municípios supridos pela Manaus Energia S.A. que gera uma parte da energia fornecida através da Usina Hidroelétrica de Balbina e pelo produtor independente BK Energia Itacoatiara Ltda, que utiliza aparas de madeira. O atendimento ao mercado se processa por meio de 92 agências, distribuídas em 61 municípios e 31 localidades, destacando-se que os 10 maiores municípios são responsáveis por 54% da energia requerida bruta (CEAM, 2006). As usinas dieselétricas do sistema CEAM têm potência nominal variando entre 80 kW e 2,1 MW. Além disso, há no Estado do Amazonas cerca de 3000 grupos-geradores independentes de energia de pequena potência (12,5 a 66 kW) distribuídos nas comunidades; a maioria, no entanto, encontra-se parada em função, principalmente, da carência de

recursos financeiros por parte da população para garantir o abastecimento de combustível e a manutenção. As comunidades onde os grupos-geradores operam com certa regularidade são, via de regra, aquelas em que a operação e manutenção são subsidiadas pela prefeitura local, e são utilizadas principalmente para o funcionamento de escolas noturnas. A geração de energia elétrica baseada em fontes primárias renováveis, disponíveis localmente, não é uma solução óbvia para o problema, apesar das vantagens sócio-ambientais (geração de emprego e renda, menores emissões atmosféricas e dinamização da economia local) em relação ao uso de combustíveis fósseis (petróleo, gás natural, carvão mineral, etc.). Alto custo inicial, inexistência de tecnologia de transformação em pequena escala, tecnologias ainda não consolidadas, o desconhecimento do consumidor e do investidor quanto à existência de facilitadores (disponibilidade de crédito, matéria-prima, regulação do setor, etc.) destinados a incentivar a inserção dessas fontes na matriz energética nacional são barreiras a serem vencidas antes que as fontes renováveis de energia possam ser usadas regularmente para atender a demanda de energia no interior da Amazônia.

Na capital do Estado, Manaus, a geração e a distribuição de eletricidade são encargos da Manaus Energia S.A., também uma subsidiária da ELETRONORTE. O sistema MESA tem natureza hidrotérmica, mas predominância térmica na base, sendo composto por centrais de ciclo Rankine, ciclo Brayton, usina hidrelétrica Balbina, usinas de produtores independentes (que trabalham na base) com turbinas a gás e grupos dieselétricos de grande porte (15 MW). Os sistemas MESA e CEAM são isolados entre si, e o CEAM entre suas próprias usinas (Cartaxo *et al.*, 2001). Manaus possui o maior sistema elétrico isolado da região Norte, com aproximadamente 400.000 consumidores, cujas características de perfil de consumo são semelhante aos grandes centros industriais do País (Frota, 2005). Entretanto, o altíssimo custo da energia termelétrica produzida nos sistemas isolados da Região Norte requer subsídios do governo federal, os quais recaem sobre todos os consumidores das demais regiões do Brasil. Além disso, a maioria das unidades térmicas de Manaus está no término de sua vida útil (GTON, 2004 *apud* Frota, 2005) e em 2004 a oferta de energia não era suficiente para atender ao crescente mercado de energia elétrica (Frota, 2005).

Como solução de longo prazo para os sistemas elétricos isolados de Manaus e Macapá, estão sendo estudados dois projetos principais: a linha de transmissão interligando a usina hidrelétrica Tucuruí à Manaus e Macapá; e a construção do gasoduto Coari-Manaus, para o aproveitamento do gás natural da bacia do rio Solimões. A Figura 1 mostra a rota mais provável de interligação Tucuruí-Manaus-Macapá. Uma vez concretizada, os 1800 km de interligação não somente tornarão Manaus e Macapá parte do sistema interligado nacional, mas também poderão atender 30 outros municípios, beneficiando cerca de dois milhões de pessoas. Além disso, esta interligação causará uma redução significativa nos custos da eletricidade consumida em Manaus. Mesmo assim, a interligação Tucuruí-Manaus-Macapá sozinha não resolverá o problema da energia em Manaus. O gasoduto Coari-Manaus terá 397 km de extensão e poderá transportar até 10,5 milhões m<sup>3</sup>/dia de gás natural dos campos de Urucu, no município de Coari, até Manaus, onde abastecerá as usinas termelétricas. Estão sendo planejados ramais para todos os municípios atravessados pelo gasoduto. Todo o traçado do gasoduto está localizado no Estado do Amazonas, passando por outros sete municípios: Codajás, Anori, Anamá, Caapiranga, Manacapuru e Iranduba. Atualmente, a implantação do gasoduto está sendo analisada com relação aos seus impactos ambientais. Uma vez aprovada, o efetivo fornecimento de gás para Manaus dependerá de um contrato formal assinado entre PETROBRÁS e Companhia de Gás do Amazonas (CIGÁS). Espera-se a efetiva operação do gasoduto Coari-Manaus em 2007 (Frota, 2005).

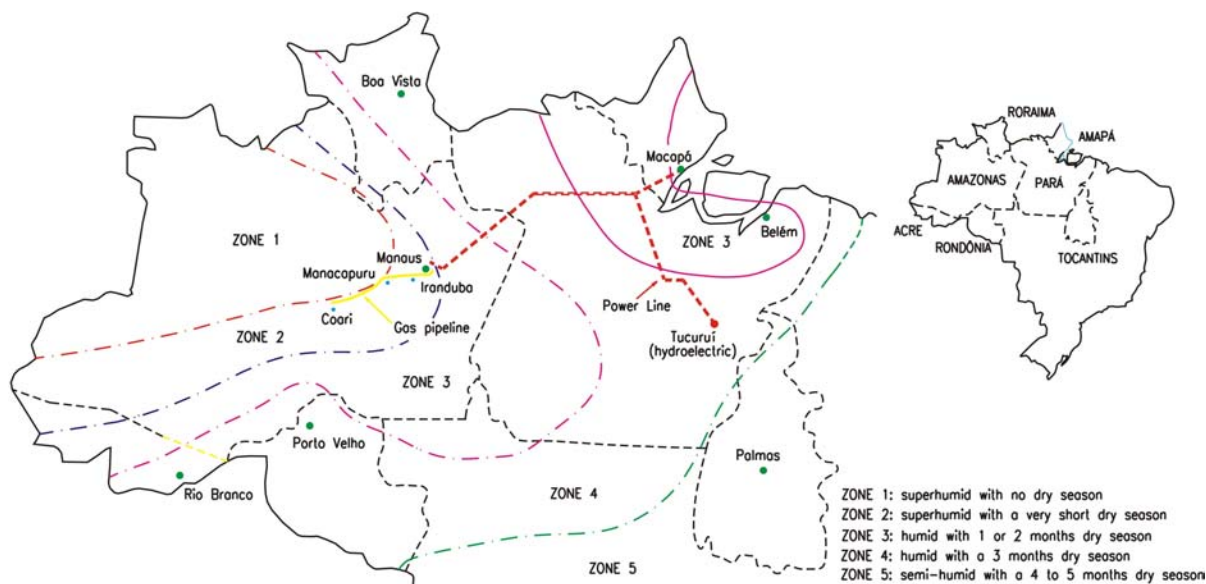


Figura 1. Gasoduto Coari-Manaus e sistema interligado Tucuruí-Manaus-Macapá.

Mesmo que a eletricidade logo esteja disponível para as comunidades isoladas da região, a baixa renda de seus moradores não suporta o custo final da energia elétrica. Em outras palavras, um adequado e eficiente programa de fornecimento de energia deverá estar atrelado a programas sociais para o crescimento sustentável dessas áreas (Correia, 2005). Uma preocupação imediata é que a pesca, uma importante atividade econômica da Amazônia, está sujeita a perdas significativas devida à falta de câmaras de armazenamento e equipamentos para produção de gelo mesmo em localidades onde a eletricidade esteja disponível. Além disso, frutos colhidos na selva não podem ser adequadamente armazenados e processados. Por conseguinte, a adoção de sistemas de cogeração com ciclos de refrigeração por absorção pode ajudar a resolver o problema da conservação de peixes e frutas, ao mesmo tempo em que reduz o custo de geração de eletricidade no interior da Amazônia.

Por outro lado, em Manaus os setores comercial e residencial respondem por 45% do consumo de energia. A maior parte deste consumo é destinada ao condicionamento de ar para conforto, um requisito necessário o ano todo no clima quente e úmido da Amazônia; mesmo no setor industrial, conforto e condicionamento de ar representam um consumo significativo de eletricidade. Então, chillers de absorção, sejam para cogeração em centrais térmicas ou como unidades isoladas em centros comerciais ou prédios residenciais, podem contribuir com o ajuste da demanda de eletricidade e o seu fornecimento nesta peculiar região do Brasil.

Motores de combustão interna têm sua aplicação mais difundida em sistemas de pequeno e médio porte, enquanto que para grandes unidades de cogeração têm-se preferido as turbinas a gás (Espírito Santo, 2001). No entanto, a escolha por motor, turbina ou qualquer outra tecnologia dependerá de diversos fatores, tais como: a relação de demanda térmica com trabalho mecânico e/ou eletricidade, preço do combustível, preço da energia elétrica, característica da curva de demanda térmica e elétrica do empreendimento, disponibilidade de combustível, dentre outros fatores. Neste trabalho, considera-se a cogeração ao longo do gasoduto Coari-Manaus utilizando turbinas a gás, já que neste caso parece ser a escolha mais apropriada para o equipamento de geração de potência, e ciclo de refrigeração por absorção. Tem-se como objetivo avaliar técnica e economicamente a implantação do sistema proposto nesta região.

## 2. Cogeração usando ciclos de refrigeração por absorção água-amônia

O calor é a principal fonte energética dos equipamentos de refrigeração por absorção; sendo assim, torna-se um grande aliado em uma planta de cogeração, pois o mesmo poderá ser utilizado na produção de frio a partir do calor de baixo potencial de alguns processos de geração de energia, como, por exemplo, o aproveitamento dos gases de escape de uma turbina a gás, de um motor de combustão interna, do calor residual de uma turbina a vapor, entre outros.

A cogeração em ciclos *topping* (quando a geração de energia elétrica antecede o fornecimento de calor) está sujeita a um grande fluxo de calor em alta temperatura e o calor rejeitado é então recuperado em certos processos ou em máquinas térmicas (Figura 2). Em ciclos *topping* com turbinas a gás, os gases de combustão passam por um recuperador de calor (HRSG) ou podem ser usados diretamente, por exemplo, em sistemas de refrigeração por absorção. Os sistemas que usam os gases diretamente são menos intensivos em capital, porque não exigem um subsistema de geração de vapor. No entanto, exigem limpezas freqüentes dos tubos do trocador de calor do dessorvedor, que tem contato direto com os gases de escape da turbina. *Chillers* com fornecimento indireto de calor permitem o uso mais flexível de água quente ou vapor, que também podem ser utilizados em determinados processos. Além disso, no caso de ciclos de refrigeração por absorção que utilizam o par água-amônia como fluido refrigerante (AAR), desacoplando o fluido de trabalho dos gases de combustão evita-se o problema do vazamento da amônia para a exaustão (Colonna e Gabrielli, 2003). Plantas de cogeração com eficiências globais na faixa de 65 a 80% podem ser obtidas dependendo do calor residual e da temperatura dos gases de escape. Deve-se ter em mente, entretanto, que turbinas de pequena capacidade (1 a 3 MW<sub>e</sub>) tendem a ser menos eficiente do que grandes unidades (Colonna e Gabrielli, 2003). O gás natural parece ser o combustível mais indicado para estas aplicações devido ao seu alto poder calorífico, boa eficiência de combustão e menor emissão de poluentes.

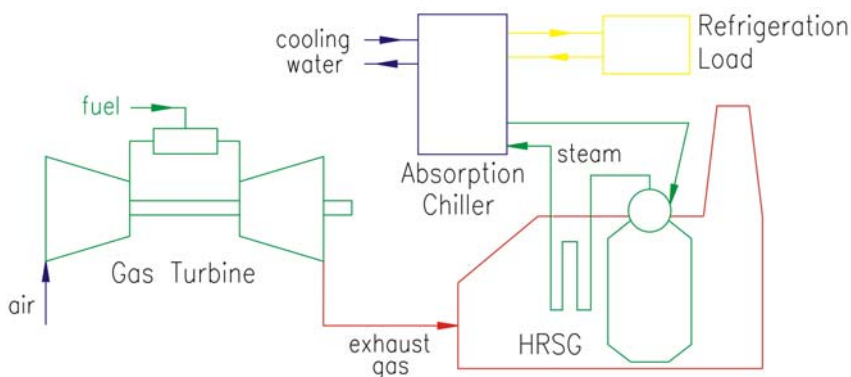


Figura 2. Sistema de cogeração composto por turbina a gás e chiller de absorção.

Há dois tipos principais de máquinas de refrigeração por absorção comercialmente disponíveis, que utilizam como fluido de trabalho as misturas brometo de lítio-água (LiBr-H<sub>2</sub>O) e água-amônia (H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>). Esta última pode atingir temperaturas muito menores porque a amônia é o refrigerante, sendo usada, por exemplo, na refrigeração de alimentos e produção de gelo. Enquanto os *chillers* do tipo LiBr-H<sub>2</sub>O têm produção normalizada e gradualmente estão se tornando mais difundidos, os do tipo H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub> são produzidos sob encomenda para uma particular aplicação (Colonna e Gabrielli, 2003).

Uma vez que a temperatura da fonte energética não precisa ser alta, o calor residual de alguns processos industriais ou outras fontes de calor de baixo potencial pode ser usado para acionar *chillers* de absorção; além disso, a amônia é uma substância natural que não causa destruição da camada de ozônio. Por estas razões, esta tecnologia é vista como ambientalmente correta e uma substituta desejável para máquinas de refrigeração por compressão. Apesar destas vantagens, o mercado de equipamentos de refrigeração ainda é dominado por *chillers* de compressão devido ao seu baixo custo inicial e maior eficiência.

O coeficiente de performance de um AAR é afetado por suas temperaturas de operação (temperaturas do evaporador, absorvedor, gerador e condensador) e pelas irreversibilidades de seus componentes. Em relação à variação do COP com a temperatura do fluido na saída do gerador, existe um valor ótimo (Colonna e Gabrielli, 2003); e a temperatura neste ponto é chamada temperatura ótima do gerador (TOG). A TOG é influenciada pelas eficiências dos componentes do AAR, refluxo da coluna de retificação, quedas de pressão, diferença de temperatura no evaporador, concentração de refrigerante, e condições térmicas de operação (temperaturas de evaporação, absorção e condensação). Portanto, melhorias de projeto e estratégias de controle para manter AARs perto de seu TOG, independentemente das variações da carga térmica e das condições ambientes, são cruciais para eles se tornarem competitivos com os sistemas de refrigeração por compressão.

### 3. Modelagem do sistema de cogeração turbina a gás-chiller de absorção

#### 3.1. Modelagem técnica

A fim de se estudar a possibilidade da aplicação de AARs em plantas de cogeração, foram feitas simulações computacionais usando os programas GateCycle e Cycle-Tempo. O programa GateCycle é um software desenvolvido para avaliar o desempenho de sistemas térmicos de potência em regime permanente em condições de projeto e fora do ponto de projeto, abrangendo uma análise do ciclo por inteiro ou uma estação de cogeração. Também permite prever o efeito de alterações no sistema ou melhorias em plantas existentes e possibilita analisar projetos de turbinas a gás interconectadas a um ciclo a vapor ou não (GE Energy Services, 2003). Entretanto, o GateCycle não permite a simulação de cada componente de um ciclo de refrigeração por absorção. Para isso utilizou-se o software Cycle-Tempo; este é um programa para a modelagem termodinâmica e otimização de sistemas para produção de eletricidade, calor e refrigeração. Permite ao usuário entrar com a configuração desejada e então calcular fluxos relevantes de massa e energia no sistema, assim como parâmetros de operação pertinentes (Cycle-Tempo, 2006). O acoplamento entre GateCycle e Cycle-Tempo foi feito através da vazão (mgas) e temperatura dos gases de escape (Tgas) da turbina a gás, as quais são resultados da simulação do primeiro e dados de entrada para o segundo, onde se obteve a capacidade de refrigeração (q<sub>evap</sub>).

Uma vez obtido o potencial de refrigeração da planta de cogeração, a produção máxima de gelo pode ser calculada por,

$$\dot{m}_{ice} = \frac{q_{evap}}{FP [c_{p,water} (T_i - 0) + h_{sl} + c_{p,ice} (0 - T_f)]} \quad (1)$$

onde T<sub>i</sub> e T<sub>f</sub> são, respectivamente, a temperatura inicial e final da água. T<sub>i</sub> depende das condições ambientes e T<sub>f</sub> é considerada igual a -5°C, para garantir uma boa resistência ao produto (Costa, 1982). FP é o fator que leva em conta os consumos secundários da instalação para conservação do gelo (câmaras frias), sendo estes da ordem de 10% da capacidade frigorífica para fabricação do gelo (Cruz, 2004). Portanto FP tem valor próximo de 1,1.

#### 3.2. Modelagem econômica

O modelo econômico tem como objetivo determinar os custos de produção da energia elétrica (c<sub>EE</sub>) e do gelo (c<sub>ice</sub>); o lucro líquido obtido pela receita da venda de eletricidade e do gelo (L<sub>liq</sub>); e o tempo de retorno do investimento na planta de cogeração (N).

A fim de se determinar o custo de produção da energia elétrica, considerou-se o princípio do tempo de retorno composto. Isto é, para um retorno em t anos, ou seja, ao longo da vida útil dos equipamentos, o valor presente do projeto no ano t deve ser zero. Em outras palavras, no equilíbrio econômico, o valor presente da diferença entre receita e despesa se iguala ao valor do custo do investimento na termelétrica. Sendo assim, pode-se equacionar matematicamente o problema pela seguinte equação:

$$c_{EE} EE PWF_{EE} - c_{comb} EE PWF_{comb} - c_{O\&M} EE PWF_{O\&M} = Z_t W_{el} \quad (2)$$

onde PWF é o fator de valor presente, dado por,

$$PWF = \sum_{k=1}^t \frac{(1+f)^{k-1}}{(1+j)^k} \quad (3)$$

sendo f e j as taxas de inflação e juros, respectivamente; t o período de análise; EE a energia elétrica gerada anualmente;  $c_{O\&M}$  o custo de operação e manutenção por unidade de energia elétrica gerada;  $Z_t$  o custo de investimento na usina termelétrica por unidade de potência;  $W_{el}$  a capacidade instalada da usina;  $c_{comb}$  o custo combustível por unidade de energia elétrica gerada, dado por:

$$c_{comb} = p_{comb} HR \quad (4)$$

onde  $p_{comb}$  é o preço do combustível e HR é o consumo específico de calor da turbina (*heat rate*).

Dividindo ambos os lados da Eq. (2) por  $W_{el}$ , fazendo  $EE/W_{el} = ee$ , e isolando  $c_{EE}$ , obtém-se:

$$c_{EE} = \frac{Z_t + (c_{comb} PWF_{comb} + c_{O\&M} PWF_{O\&M}) ee}{PWF_{EE} ee} \quad (5)$$

Portanto, pode-se calcular o valor mínimo da energia elétrica em função das variáveis: investimento inicial, custo do combustível, custo de operação e manutenção, energia elétrica produzida e prazo de retorno para o investimento. Entretanto, um modelo de avaliação financeira também deve incluir as variáveis contábeis e fiscais. O equacionamento de tais variáveis refere-se à operação de inserção do imposto de renda (IR) e demais encargos sobre o lucro (CSLL), das contribuições PIS/COFINS ( $I_{PIS/COF}$ ), dos encargos sobre o faturamento ( $I_{fat}$ ) e da depreciação linear contábil (D) em tal modelo. Os tributos e encargos incidentes sobre a geração termelétrica são apresentados na tabela a seguir:

Tabela 1. Tributos e encargos incidentes sobre a geração termelétrica (Lora e Nascimento, 2004; Neto, 2001).

Tributo ou Contribuição	Natureza Jurídica	Alíquota	Incidência / Base de Cálculo
IR	Imposto	15%, mais 10% Adicional de Imposto de Renda	Lucro – O Adicional de Imposto de Renda (10%) é devido sobre a parcela do lucro que exceder R\$ 240.000,00 ao ano
CSLL	Contribuição	9%	Lucro
PIS	Contribuição	1,65%	Receita
COFINS	Contribuição	7,6%	Receita
TFSEE	Contribuição	0,5%	Receita
ICMS	Imposto	21%	Valor da comercialização dos serviços
CPMF	Contribuição	0,35%	Movimentação Financeira
RGR	Contribuição	2,5 a 3%	2,5% do Ativo Reversível limitado a 3% da receita. A TFSEE é deduzida do valor apurado da RGR

A sigla CSLL significa Contribuição Social sobre o Lucro Líquido e ICMS significa Imposto sobre Circulação de Mercadorias e Serviços. A Contribuição para o Programa de Integração Social (PIS) e a Contribuição para Financiamento da Seguridade Social (COFINS), somadas, incidem com uma taxa de 9,25% sobre a receita, sendo permitidas algumas compensações. Os encargos Taxa de Fiscalização de Serviços de Energia Elétrica (TFSEE), Contribuição Provisória sobre Movimentação Financeira (CPMF) e Reserva Global de Reversão (RGR) incidem como uma taxa em torno de 3,4% sobre a receita; esses impostos mais o ICMS serão denominados de encargos sobre o faturamento ( $I_{fat}$ ).

Ao considerar tais variáveis fiscais e contábeis, obtém-se a seguinte equação:

$$c_{EE} = \frac{(1 - AL_D PWF_{Z_t}) Z_t + (c_{comb} PWF_{comb} + c_{O\&M} PWF_{O\&M}) (1 - AL_{IR} - AL_{CSLL}) ee}{(1 - AL_{IR} - AL_{CSLL} - AL_{PIS/COF} - AL_{fat}) PWF_{EE} ee} \quad (6)$$

A Equação (6) representa o custo do produto vendido, ou seja, o preço mínimo de venda da energia elétrica produzida por uma usina termelétrica. O termo AL refere-se à alíquota do correspondente imposto, sendo este indicado em subscrito.

Tal como foi feito para a energia elétrica, o custo de produção do gelo é obtido igualando-se o valor presente da receita líquida obtida com a venda do gelo, durante a vida útil do chiller, com o custo total do sistema de refrigeração por absorção (chiller, torre de resfriamento, projeto e instalação). Em termos matemáticos,

$$c_{ice} M_{ice} PWF_{ice} - c_{O\&M} M_{ice} PWF_{O\&M} = Z_c q_{evap} \quad (7)$$

Isolando-se  $c_{ice}$ , obtém-se:

$$c_{ice} = \frac{Z_c q_{evap} + c_{O\&M} M_{ice} PWF_{O\&M}}{PWF_{ice} M_{ice}} \quad (8)$$

A fim de se determinar o preço mínimo de venda do gelo, devem-se considerar impostos, contribuições e depreciação:

Ao considerar as variáveis fiscais e contábeis, obtém-se :

$$c_{ice} = \frac{(1 - AL_D PWF_{Z_c}) Z_c q_{evap} + c_{O\&M} M_{ice} PWF_{O\&M} (1 - AL_{IR} - AL_{CSLL})}{(1 - AL_{IR} - AL_{CSLL} - AL_{PIS/COF} - AL_{fat}) PWF_{ice} M_{ice}} \quad (9)$$

onde  $Z_c$  é o custo de implantação do sistema AAR por unidade de capacidade frigorífica;  $M_{ice}$  é a produção anual de gelo;  $q_{evap}$  é a capacidade do chiller.

A Equação (9) permite calcular o preço mínimo de venda do gelo tal que a receita líquida se iguale ao custo total do sistema de refrigeração por absorção. Para que haja lucro, o preço de mercado de venda do gelo deve ser maior do que o referido valor mínimo.

A questão do nível de produção exige ter em conta que o sistema de cogeração planejado neste artigo pressupõe operação em paridade elétrica. Ou seja, a produção de energia elétrica prevalece sobre a produção do gelo, sendo esta dependente daquela. Desse modo, a máxima produção frigorífica do sistema se limita à máxima disponibilidade térmica residual, podendo contemplar níveis abaixo disso, a depender de fatores exógenos de mercado.

As equações da receita bruta ( $R_T$ ) e custo total ( $C_T$ ) da produção de gelo e energia elétrica (\$/ano) são dadas a seguir:

$$R_T = p_{ice} M_{ice} + t_{EE} W_{ger} \quad (10)$$

onde  $p_{ice}$  [\$/ton] e  $t_{EE}$  [\$/MWh] são o preço de venda do gelo e a tarifa de energia elétrica, respectivamente;  $W_{ger}$  [MW] é a potência elétrica gerada.

$$C_T = c_{ice} M_{ice} + c_{EE} W_{ger} \quad (11)$$

Na Equação (11),  $c_{EE}$  e  $c_{ice}$  são os custos de produção de energia elétrica e gelo, calculados pelas Equações (5) e (8), respectivamente.

O lucro contábil da planta corresponde à diferença entre a receita bruta advinda pela venda da energia elétrica e do gelo e os seus respectivos custos de produção. O imposto de renda incide sobre o lucro tributável da empresa, que por sua vez, é influenciado por procedimentos da contabilidade da depreciação, que visam assegurar condições para a reposição dos ativos fixos da empresa, quando isto se tornar necessário à continuidade das operações. Por esta razão, a legislação tributária permite às empresas deduzirem de seu lucro anual a correspondente carga de depreciação para fins de cálculo do imposto de renda. Sendo assim, o lucro tributável é dado por:

$$L_{trib} = (1 - AL_{RT}) R_T - C_T - D_T \quad (12)$$

Após todos os impostos e contribuições, o lucro líquido será:

$$L_{liq} = (1 - AL_{RT}) R_T - AL_{trib} L_{trib} - C_T \quad (13)$$

onde  $AL_{RT}$  é igual à soma das alíquotas que incidem sobre a receita bruta (alíquotas do PIS, COFINS, TFSEE, CPMF, RGR e ICMS) e  $AL_{trib}$  corresponde à soma da alíquotas que incidem sobre o lucro tributável (alíquotas do IR e CSLL). Vale lembrar que os impostos TFSEE e RGR aplicam-se à energia elétrica, e não ao gelo. As alíquotas do PIS, COFINS, TFSEE, CPMF e RGR correspondem a um montante de 12,6%; a média nacional da alíquota de ICMS que incide sobre o valor da comercialização de energia elétrica é de 21%. A alíquota incidente sobre a comercialização do gelo no Estado do Amazonas é de 7%.

Por fim, o tempo de retorno do investimento na planta será calculado pela seguinte equação:

$$N = \log \left\{ \frac{C \left[ \left( \frac{1+f}{1+j} \right) - 1 \right]}{\frac{L_{liq}}{(1+j)}} + 1 \right\} \times \frac{1}{\log \left( \frac{1+f}{1+j} \right)} \quad (14)$$

onde C é o custo total da planta de cogeração.

#### 4. Análise técnico-econômica de plantas de cogeração ao longo do gasoduto Coari-Manaus

Cruz (2004) investigou o potencial da refrigeração por absorção em 30 cidades no interior do Amazonas, pertencentes ao sistema CEAM. As localidades selecionadas para a investigação têm câmaras de espera e estocagem, assim como equipamentos para produção de gelo e, portanto, fornecem uma indicação da demanda de refrigeração nessas áreas; entretanto, até o momento toda a refrigeração é produzida por *chillers* de compressão de vapor. A Tabela 2 mostra dados de algumas cidades analisadas por Cruz (2004).

Tabela 2. Energia elétrica e demanda frigorífica em algumas cidades no interior do Amazonas (adaptado de Cruz,2004).

Localidade	Energia Elétrica				Câmaras Frias [TR]	Produção de Gelo	
	Pico [kW]	Vendida [kWh/ano]	Gerada [kWh/ano]	Vendida Gerada		[ $\frac{ton}{dia}$ ]	[TR]
Careiro-Castanho	1.309	3.461.078	6.028.911	0,574	17,6	6	15,3
Coari	3.906	13.824.211	21.377.500	0,647	80,9	9	22,9
Codajás	1.280	4.158.887	6.805.873	0,611	32,5	11	28,0
Irاندوبا	5.170	14.863.243	24.273.965	0,545	1.113,4	65	165,2
Manacapuru	8.107	25.677.386	45.921.425	0,559	748,4	121,6	309,0

Como apontado por Cruz (2004), os dados evidenciam baixa eficiência técnica e econômica do sistema CEAM. Para as 30 localidades estudadas, a razão entre eletricidade vendida e gerada é somente 0,616. De acordo com relatórios da CEAM (CEAM, 2000), a diferença aproximada de 40% representa consumo interno de energia da planta e perdas associadas com ineficiências intrínsecas de pequenos grupos-geradores usados durante picos de carga. Levando-se em conta que a geração de eletricidade no sistema CEAM é intensamente subsidiada, esta razão entre venda e geração de energia é ainda mais agravante. Como uma contribuição para encontrar soluções para estes problemas, o presente trabalho simula e analisa a implantação de chillers de absorção que usam como fonte térmica os gases de exaustão de turbinas a gás.

A turbina a gás selecionada para a simulação foi a Kawasaki M7A-02 com  $W_{el,ISO} = 6955 \text{ kW}_e$ , compatível com a demanda de eletricidade nas maiores cidades ao longo do gasoduto Coari-Manaus, como, por exemplo, Irاندوبا. Esta capacidade também é representativa de algumas termelétricas em Manaus. Considera-se que a turbina opere 7884 horas/ano, correspondendo a um fator de disponibilidade de 90%. A distribuição de carga durante o ano é mostrada na Tab. 4, considerada típica para região em questão. As condições ambientes usadas na simulação foram temperatura de bulbo seco  $T_{bs} = 33^\circ\text{C}$ , umidade relativa  $UR = 80\%$  e uma altitude de 14 m, representativas de Manaus e Irاندوبا. A potência da turbina nessas condições é igual a  $W_{el} = 6088 \text{ kW}_e$ , o que permite uma margem de segurança em torno de 18% em relação ao pico de potência de 5170 que ocorre em Irاندوبا; outros resultados da simulação são obtidos seguindo o procedimento destacado na seção precedente. O coeficiente de performance (COP) do chiller de absorção obtido da simulação no Cycle-Tempo foi de 0,591, considerado satisfatório para um chiller de simples efeito.

Para a turbina selecionada, a vazão dos gases de exaustão manteve-se aproximadamente constante e igual a 25,6 kg/s. Adotando-se os parâmetros financeiros e tributários mostrados nas Tabelas 1 e 3, obteve-se um preço mínimo de venda da energia elétrica igual a US\$ 72,98/MWh. Considerando-se um mercado capaz de absorver a máxima produção de gelo permitida segundo o perfil de carga da turbina (Tabela 4), obtém-se um custo do gelo vendido ( $c_{ice} = \text{US\$ } 18,61/\text{ton}$ ) menor que o seu preço de venda em Manaus ( $p_{ice} = \text{US\$ } 67,85/\text{ton}$ ). Assumiram-se um tempo de operação do



chiller igual a 16 horas/dia e uma disponibilidade de operação ao longo do ano de 90%, o que corresponde a 5256 horas/ano. O tempo de retorno de investimento na planta de cogeração, neste caso, foi de 2,9 anos; considerou-se isenção de ICMS incidente sobre a energia elétrica até que o investimento fosse recuperado.

Com a turbina operando a 50% de sua potência máxima, já obtém-se uma capacidade de refrigeração de 1290,2 TR, capaz de suprir as câmaras frias e toda produção de gelo de Iranduba (Tabela 2). Considerando somente a necessidade de gelo para esta cidade (65 ton/dia), será necessário um chiller de 165,2 TR. Neste caso, obtém-se um custo do gelo vendido  $c_{ice} = US\$ 16,84/ton$  e um tempo de retorno de investimento na planta de cogeração igual a 7,8 anos (Tabela 5).

Tabela 3. Valores adotados para os parâmetros financeiros da análise econômica.

Parâmetros Financeiros	Valor	Observação
f [% anual]	5	Previsão da inflação
j [% anual]	15	Cruz (2004)
$t_{EE}$ [US\$/MWh]	100,00	CEAM (2005)
$p_{comb}$ [US\$/MMBTU]	2,6798	Esposito (2004)
$p_{ice}$ [US\$/ton]	67,85	Em Manaus (Cruz, 2004)
t [anos]	15	Período para análise econômica
$Z_t$ [US\$/kW]	965,00	NREL (2003)
$Z_c$ [US\$/TR]	4.745,46	Cruz (2004)

Tabela 4. Simulação da turbina a gás Kawasaki modelo M7A-02 em cogeração com AAR produzindo a máxima quantidade de gelo possível.

Carga [%]	$W_{el}$ [kW]	Período de Operação [hr/ano]	$T_{gas}$ [°C]	$q_{evap}$ [TR]	$M_{ice}$ [ton/hr]	$c_{EE}$ [US\$/MWh]	$c_{ice}$ [US\$/ton]	N [anos]
100	6088	394,2	540,4	1985,8	48,8	72,98	18,61	2,9
80	4871	5282,3	490,2	1710,9	42,1			
50	3044	2207,5	410,6	1290,18	31,7			

Tabela 5. Simulação para atender a demanda de gelo em Iranduba.

Chiller [TR]	Produção de Gelo [ton/dia]	$c_{ice}$ [US\$/ton]	N [anos]
165,2	65,0	16,84	7,8

O perfil de carga mostrado na Tabela 4 corresponde a um fator de capacidade de 0,572, considerado baixo, resultando em um elevado tempo de retorno para a demanda em Iranduba. Quanto maior o fator de capacidade, maior a energia elétrica gerada e, portanto, menor o tempo de retorno. Por exemplo, considerando-se um fator de capacidade igual a 0,614, o custo de geração de energia elétrica é igual a US\$ 57,63/MWh. Para a máxima produção de gelo permitida neste caso (39,52 ton/hora), o tempo de retorno obtido cai para 2,7 anos; com o fator de capacidade anterior (0,572), o tempo de retorno era de 2,9 anos. E considerando-se a produção de gelo correspondente à demanda em Iranduba (65 ton/dia), o tempo de retorno reduz-se de 7,8 para 6,9 anos. A Tabela 6 resume esses resultados, mostrando também o custo do produto vendido (CPV) e o custo de produção (CP) referentes à energia elétrica e ao gelo.

Tabela 6. Tempo de retorno para diferentes fatores de capacidade e níveis de produção de gelo.

Fator de Capacidade	Energia Elétrica		Produção de Gelo e Tempo de Retorno do Sistema de Cogeração					
	$c_{EE}$ [US\$/MWh]		632,4 a 661,5 ton/dia			65 ton/dia		
	CP	CPV	$c_{ice}$ [US\$/ton]	N [anos]	$c_{ice}$ [US\$/ton]	N [anos]		
			CP	CPV		CP	CPV	
0,572	60,37	72,98	13,11	18,61	2,9	11,94	16,84	7,8
0,614	57,63	69,59	12,77	18,11	2,7	11,88	16,76	6,9

## 5. Conclusões

A análise técnica da planta de cogeração mostrou que a turbina simulada a 50% da carga já atende a demanda frigorífica da cidade de Iraduba, considerada representativa da região. Portanto, assumindo-se paridade elétrica, a produção de frio estará garantida mesmo que a turbina opere apenas à metade de sua carga.

A análise econômica mostra que plantas com baixo fator de capacidade apresentam um elevado tempo de retorno, mesmo supondo-se isenção de ICMS incidente sobre a energia elétrica durante esse tempo. Considerando-se uma planta de cogeração com fator de capacidade de 0,614 e a máxima produção de gelo possível, obteve-se um tempo de retorno de 6,9 anos. Uma simples verificação mostra que uma planta com esse fator de capacidade e ICMS incidente sobre a energia elétrica e sobre a comercialização do gelo com alíquotas de 21% e 7% respectivamente, apresenta um tempo de retorno de 13,0 anos. Tal tributação torna o empreendimento economicamente inviável.

Considerando-se que o Brasil tem uma alíquota média de ICMS incidente sobre a energia elétrica de 21%, constata-se que há necessidade de uma acentuada redução principalmente deste imposto, ou até mesmo sua isenção durante a recuperação do capital, visando atrair investimentos em plantas de cogeração na Amazônia.

## 6. Referências

- Cartaxo, E. F., Nebra, S. A., Cruz R. W., 2001, "Performance diagnosis of northern diesel electric power plants", Proceedings of the 16th Brazilian Congress of Mechanical Engineering (COBEM).
- Colonna, P., Gabrielli, S., 2003, "Industrial Trigeneration Using Ammonia-Water Absorption Refrigeration Systems (AAR)", Applied Thermal Engineering, 23, pp. 381-386.
- CEAM, 2000, "Relatório de Faturamento Consolidado por Agência", DOT/DFC/CEAM, Companhia Energética do Amazonas, Manaus, Brasil, 356 p.
- Correia, J. C., 2005, "Atendimento Energético a Pequenas Comunidades Isoladas: Barreiras e Possibilidades", T&C Amazônia, Ano III, Número 6, pp. 30-35.
- Costa, E. C., 1982, "Refrigeração", Editora Edgard Blücher. 3th Ed., São Paulo, Brasil.
- Cruz, R. W. A., 2004, "Avaliação da Introdução da Cogeração no Sistema Autônomo do Interior do Estado do Amazonas", Tese de Doutorado, Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Brasil.
- Cycle-Tempo, 2006, <http://www.cycle-tempo.nl/>
- Espirito Santo, D. B., 2001, "Metodologias de Avaliação de Sistemas Térmicos de Geração de Eletricidade", Tese de Doutorado. Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas (UNICAMP), Campinas, Brasil.
- Espósito, A. S., 2004 "Competitividade da Termoeletricidade Movida a Gás Natural no Brasil: Estudo de Caso de um Sistema Predominantemente Hidroelétrico", Dissertação de Mestrado, Instituto de Economia, Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), Rio de Janeiro, Brasil.
- Frota, W. M., 2005, "Melhorias Estruturais de Suprimento para os Sistemas Elétricos Isolados de Manaus e Macapá", T&C Amazônia, Ano III, Número 6, pp. 23-29.
- GE Energy Services, 2003, "GateCycleTM 5.51 – Getting Started & Installation Guide".
- Lora, E. E. S. e Nascimento, M.A., 2004, "Geração Termelétrica – Planejamento, Projeto e Operação", Editora Interciência Ltda., Rio de Janeiro, 1296 p.
- Neto, V.C., 2001, "Análise da Viabilidade da Cogeração de Energia Elétrica em Ciclo Combinado com Gaseificação de Biomassa de Cana de Açúcar e Gás Natural", Tese de Mestrado, COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.
- NREL, 2003. "Gas-Fired Distributed Energy Source Resource Thechnology", National Renewable Energy Laboratory".

## 7. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo material impresso incluído neste artigo.

### TECHNICAL AND ECONOMIC ANALYSIS OF A GAS TURBINE / ABSORPTION CYCLE COGENERATION SYSTEM IN THE BRAZILIAN AMAZON

#### **Leandro da Silva Sales**

Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Av. BPS, 1303, Itajubá – MG, Brasil  
leandro8746@hotmail.com

#### **Ricardo Dias Martins de Carvalho**

Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Av. BPS, 1303, Itajubá – MG, Brasil  
martins@unifei.edu.br

**Oswaldo José Venturini**

Universidade Federal de Itajubá (UNIFEI), Av. BPS, 1303, Itajubá – MG, Brasil  
osvaldo@unifei.edu.br

**Abstract**

The generation and distribution of electricity in the Brazilian Amazon are faced with a number of difficulties, spanning from management aspects to technical issues. These are thermal power plants and the high costs of fuel (including distribution) and maintenance make them unprofitable, often requiring government subsidies. On the other hand, there is a shortage of ice for food preservation in the Amazonian market. In this context, cogeneration could help improve the plants overall efficiency and reduce costs. The proposed paper carries out a technical and economic analysis of a gas turbine and absorption refrigeration cycle cogeneration system supposed located along the Coari-Manaus natural gas pipeline. Actual electricity demand, ice consumption, and weather data for one of the cities to be served by the pipeline are used in the analysis. The gas turbine operation was simulated using Gate Cycle software; the exhaust gases temperature and flow rate output were in turn used for the simulation of a single-stage aqua-ammonia refrigeration (AAR) cycle employing Cycle Tempo software. The thermodynamic simulation of the AAR cycle made it possible to determine the optimal temperature at the generator outlet in order to maximize the refrigeration capacity. For the economic analysis, the electricity and ice production costs were carefully determined and local market sales values for both were used. Then, assuming electrical parity and an electricity demand profile typical of the region the annual plant profit was determined. On the assumption that the cogeneration plant could be exempted from the ICMS tax throughout the investment recovery time, the payback period was 7.8 and 6.9 years for capacity factors of 0.572 and 0.614, respectively. In case there is no ICMS tax exemption, the payback period is 13.0 years, making the cogeneration investment not viable economically.

Keywords: cogeneration, ice production, absorption refrigeration, gas turbine.

## CICLO DE REFRIGERAÇÃO EINSTEIN: ESTUDO ENERGÉTICO E EXERGÉTICO

### Wilson Luciano de Souza

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.  
wilsonphd@ig.com.br

### Evânia Celeste da Costa Moreira

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.  
evaniaceleste@yahoo.com.br

### Carlos Antonio Cabral dos Santos

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.  
cabral@les.ufpb.br

### Ednildo Andrade Torres

Universidade Federal da Bahia (UFBA)/Escola Politécnica/DEQ/LEN, 40210-630, Salvador - BA, Brasil.  
ednildo@ufba.br

**Resumo.** Este artigo apresenta uma modelagem termodinâmica do ciclo de refrigeração Einstein. O sistema em estudo é um sistema de refrigeração por absorção de única pressão, operando com três fluidos de trabalho: butano atuando como refrigerante, água como absorvente e amônia como gás equalizador de pressão. A circulação dos fluidos ocorre devido a ação da gravidade e da bomba de bolha, sendo a uniformização da pressão promovida pelo gás equalizador. Um código computacional foi desenvolvido no programa EES (Engineering Equation Solver) permitindo analisar este ciclo energeticamente e exergeticamente, para isso foram fornecidos alguns parâmetros, tais como: concentração da solução forte amônia-água na entrada do gerador de vapor, concentração da solução fraca amônia-água na entrada do absorvedor/condensador, temperatura da amônia na saída do gerador e vazão mássica percorrendo a bomba de bolha. Através deste código foram avaliados o COP do sistema e as irreversibilidades de cada componente.

*Palavras chave:* ciclo de refrigeração Einstein, butano-água-amônia, modelo termodinâmico e performance.

### 1. Introdução

Os ciclos de refrigeração convencionais usados em ar condicionados, refrigeração e bombas de calor são ciclos de duas-pressões, ciclos nos quais a diferença de temperatura de saturação entre o condensador e o evaporador é produzida por uma diferença de pressão no sistema. Um compressor estabelece esta diferença de pressão em ciclos de compressão de vapor, ou uma bomba de solução em ciclos de absorção (HEROLD *et al.*, 1996). Estes ciclos, com dois níveis de pressões, requerem dispositivos mecânicos moveis para acionar o compressor ou a bomba, que somam ao sistema custos significativos, reduzem a confiabilidade, geram ruído e limitam a portabilidade (KOYFMAN *et al.*, 2003). Entretanto os sistemas de refrigeração por absorção de única pressão são exceções, visto que eliminam a necessidade de uma força mecânica (compressor ou bomba da solução), sendo utilizado um gás equalizador de pressão para impor pressões parciais no refrigerante, obtendo, assim, mudanças de temperatura. A circulação dos fluidos de trabalho pelo ciclo é realizada através do calor de acionamento, da bomba de bolha e da gravidade, sendo o ciclo operado unicamente por energia térmica (YOON *et al.*, 2003).

Estes sistemas de única pressão foram desenvolvidos por Platen e Munters (ciclo de refrigeração por absorção difusão) em 1920 (SRIKHIRIN *et al.*, 2002) e por Albert Einstein e Leo Szilard (ciclo Einstein) em 1928 (DELANO, 1998), através de modificações no ciclo de refrigeração por absorção, destacando-se a inclusão de um terceiro fluido de trabalho responsável pela uniformização da pressão. Estes sistemas podem ser acionados apenas por meio da energia térmica e não empregam refrigerantes danosos ao ambiente,

O ciclo patenteado por Albert Einstein e Leo Szilard é composto por um evaporador, um condensador/absorvedor, um gerador de vapor, um reservatório e um trocador de calor da solução forte. Os fluidos de trabalho operando neste ciclo são: butano atuando como refrigerante, água desempenhando a função de absorvente e amônia como gás equalizador de pressão, sendo a circulação do butano restrita ao evaporador e condensador/absorvedor, a da água apenas entre o gerador, o reservatório, o trocador de calor e o condensador/absorvedor, todavia a amônia percorre todo o sistema (EINSTEIN *et al.*, 2003).

Este estudo apresenta um modelo termodinâmico desenvolvido para o ciclo de refrigeração Einstein, sendo adicionado a este ciclo um trocador de calor interno no gerador e um pré-resfriador antes do evaporador, como sugerido por Delano (DELANO, 1998). Outra modificação foi o uso do isobutano como refrigerante. O modelo foi fundamentado nas equações básicas da termodinâmica, ou seja, equações das conservações da massa, da concentração e

da energia, como também na equação da geração de entropia. As propriedades termofísicas dos fluidos de trabalho envolvidos foram determinadas no próprio software EES (Engineering Equation Solver), onde foi obtido o código computacional. Este código permite analisar a performance do ciclo, com também o desempenho de cada componente.

## 2. O Ciclo Einstein

O ciclo estudado está esquematizado na Fig. 1.

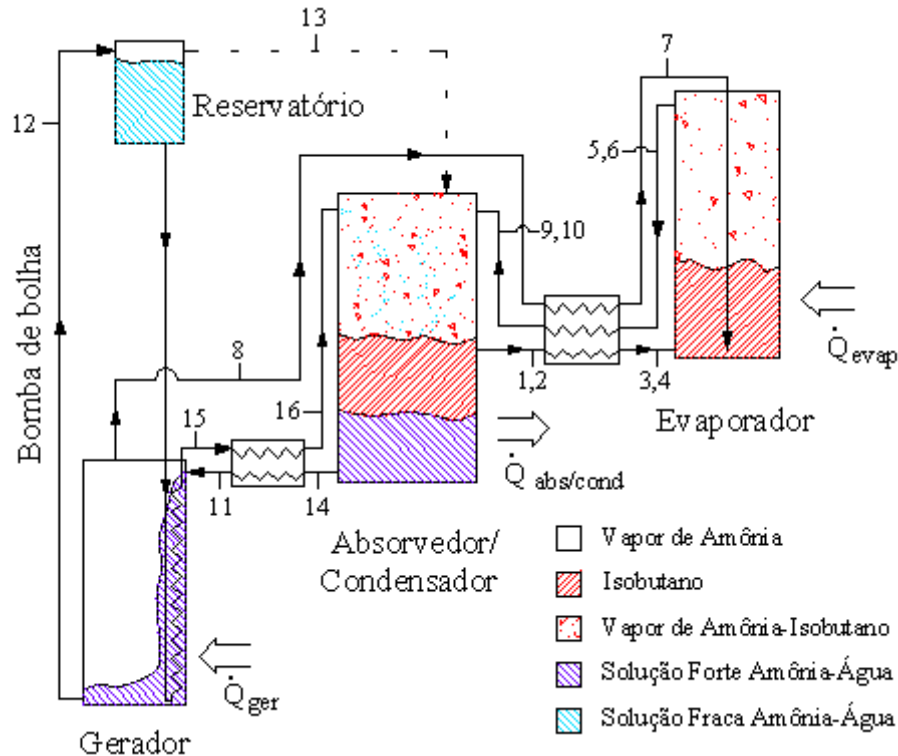


Figura 1. Diagrama Esquemático do Ciclo de Refrigeração Einstein.

Iniciando sua descrição pelo evaporador, isobutano, proveniente do condensador/absorvedor, chega a este componente na fase líquida (ponto 3,4), ao mesmo tempo, vapor de amônia (7) é borbulhado no isobutano, provocando a redução da pressão do refrigerante. Devido à sua baixa pressão parcial, o isobutano evapora a uma temperatura muito baixa, promovendo a refrigeração externa. A mistura de vapor amônia-isobutano segue do evaporador (5,6) para o condensador/absorvedor, passando, primeiramente, pelo pré-resfriador, onde resfria o vapor amônia vindo do gerador (8). A mistura de vapor amônia-isobutano chega ao condensador/absorvedor superaquecida (9,10). Neste mesmo componente, solução fraca amônia-água é borrifada (16), com a afinidade de absorver o vapor amônia da mistura amônia-isobutano. Com a absorção da amônia, a pressão parcial do vapor de isobutano torna-se aproximadamente a pressão total do sistema, permitindo, assim, sua condensação, visto que atinge sua temperatura de saturação para a pressão total. Observe que esta temperatura é mais alta que a temperatura de saturação do isobutano à pressão parcial no evaporador. O isobutano líquido e a solução forte amônia-água se separam devido à diferença de densidade e ao fato de que amônia-água é imiscível com isobutano à temperatura e pressão do condensador/absorvedor. Em razão da menor densidade do isobutano, este ocupa a parte superior do componente, sendo retirado por meio de um sifão e encaminhado para o evaporador (ponto 1,2). Enquanto isso, a solução forte amônia-água (14) flui da parte inferior do condensador/absorvedor para o trocador de calor da solução, sendo pré-aquecida antes de entrar no gerador (11).

No gerador, ao fornecer calor, parte da amônia da solução forte amônia-água é evaporada, seguindo para o evaporador (8). A solução fraca amônia-água é bombeada até o reservatório por uma bomba de bolha (12). No reservatório, o vapor de amônia residual é enviado ao condensador/absorvedor (13). A solução fraca amônia-água, antes de retornar ao condensador/absorvedor, passa pelo trocador de calor interno (15) cedendo calor para a solução forte amônia-água. Finalmente, a solução fraca é borrifada no condensador/absorvedor.

## 3. Modelagem Termodinâmica

A obtenção do modelo termodinâmico seguiu os seguintes passos: primeiramente, o ciclo foi dividido em quatro volumes de controle: evaporador, pré-resfriador, condensador/absorvedor e gerador-reservatório-trocador de calor da solução forte-trocador de calor interno. A etapa posterior identificou os pontos de interesse para análises, como

mostrado na Fig. 1. Em sequência, foram aplicadas as equações das conversações da massa e da concentração e as equações da primeira e segunda leis da termodinâmica, dentre outras, que são apresentadas abaixo.

Equação de conservação da massa (WYLEN *et al.*, 1995):

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \sum \dot{m}_s - \sum \dot{m}_e \quad (1)$$

Equação de conservação da concentração da massa (WYLEN *et al.*, 1995):

$$\frac{\partial m \cdot x}{\partial t} = \sum \dot{m}_s \cdot x_s - \sum \dot{m}_e \cdot x_e \quad (2)$$

Equação da conservação da energia (WYLEN *et al.*, 1995):

$$\frac{\partial E}{\partial t} + \sum \dot{m}_s \left( h_s + \frac{V_s^2}{2} + gz_s \right) + \dot{W}_{\text{eixo}} = \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{V_e^2}{2} + gz_e \right) + \dot{Q} \quad (3)$$

Equação da geração de entropia (BEJAN *et al.*, 1995):

$$\frac{\partial S}{\partial t} + \sum \dot{m}_s s_s = \sum \dot{m}_e s_e + \frac{Q}{T} + \dot{S}_g \quad (4)$$

Teorema de Gouy – Stodola (BEJAN *et al.*, 1995):

$$\dot{I} = T_0 \cdot \dot{S}_g \quad (5)$$

Após a aplicação destas equações a cada volume de controle, foram realizadas algumas suposições, sendo tais:

- Todos os componentes operam em regime permanente.
- O volume de controle de cada componente envolve apenas os fluidos de trabalho de entrada e saída.
- As variações de energias cinética e potencial são consideradas desprezíveis.
- Desprezíveis também as perdas de carga nas tubulações.
- Não há realização de trabalho.
- Trocador de calor e pré-resfriador foram considerados adiabáticos.
- Refrigerante (isobutano) comportando como gás ideal.
- Temperatura da solução forte amônia-água na entrada do gerador igual à temperatura do isobutano líquido na saída do condensador/absorvedor.

Depois, foram atribuídos valores às variáveis de entrada. Estes valores encontram-se na Tab. 1.

Tabela 1. Variáveis de entrada para a simulação computacional do sistema de refrigeração por absorção difusão.

Pressão total do sistema	4 bar
Vazão mássica na bomba de bolha	10 g/s
Temperatura do gerador	102 °C
Temperatura do condensador/absorvedor	50 °C
Temperatura do evaporador	-7 °C
Concentração da solução forte amônia-água	45 %
Concentração da solução fraca amônia-água	16 %
Concentração da amônia na saída do gerador	99,96 %

O vapor de amônia residual, ponto 13 na Fig. 1, foi determinado, segundo uma equação obtida por Delano (DELANO, 1998). Esta equação é apresentada a seguir:

$$\dot{m}_{13} = 0,0426 \cdot \dot{m}_{12} \quad (6)$$

onde  $\dot{m}_{13}$  corresponde a vazão mássica do vapor de amônia residual e  $\dot{m}_{12}$  a vazão mássica percorrendo a bomba de bolha.

Por último, foram determinadas, através da plataforma EES (Engineering Equation Solver), as propriedades termofísicas do isobutano, da amônia e do par água-amônia em seus respectivos pontos, finalizando a modelagem termodinâmica do ciclo em estudo.

Através desta modelagem é possível analisar energeticamente e exergeticamente cada componente do ciclo Einstein, como também sua performance.

O modelo fornece valores numéricos de cada parâmetro do ciclo, tais como: temperatura, vazão mássica, entalpia, etc. Uma aplicação deste modelo é apresentada a seguir para o volume de controle gerador-reservatório-trocador de calor da solução forte-trocador de calor interno. Por simplificação este volume de controle será denominado gerador de vapor.

**Volume de Controle: Gerador de Vapor**

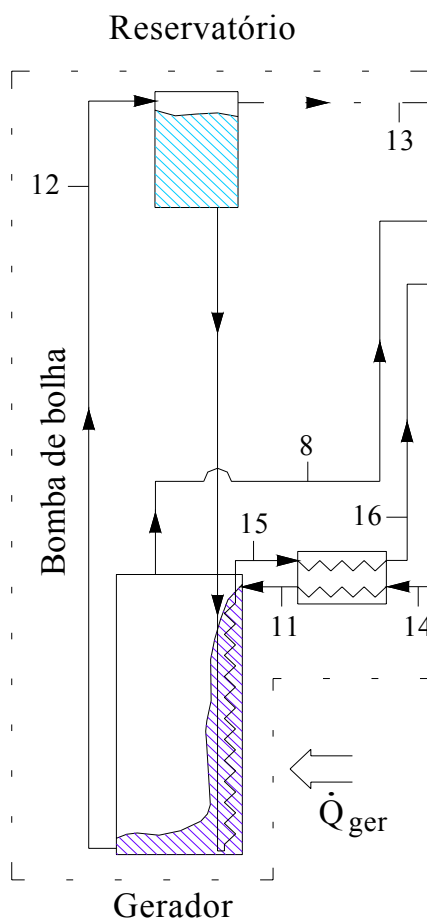


Figura 2. Volume de controle do gerador de vapor.

Conservação da massa:

$$\dot{m}_8 + \dot{m}_{13} + \dot{m}_{16} = \dot{m}_{14} \quad (7)$$

Conservação da concentração de massa:

$$\dot{m}_8 y_8 + \dot{m}_{13} y_{13} + \dot{m}_{16} x_{16} = \dot{m}_{14} x_{14} \quad (8)$$

Conservação da energia:

$$\dot{m}_8 h_8 + \dot{m}_{13} h_{13} + \dot{m}_{16} h_{16} = \dot{m}_{14} h_{14} + \dot{Q}_{ger} \quad (9)$$

Equação da geração de entropia:

$$\dot{m}_8 s_8 + \dot{m}_{13} s_{13} + \dot{m}_{16} s_{16} = \dot{m}_{14} s_{14} + \frac{\dot{Q}_{ger}}{T_8} + \dot{S}_{g(ger)} \quad (10)$$

Teorema de Gouy - Stodola:

$$\dot{I}_{ger} = T_0 \cdot \dot{S}_{g(ger)} \quad (11)$$

A performance do sistema de refrigeração é analisada através do COP (coeficiente de desempenho), sendo definido como a razão entre o calor removido pelo evaporador e o calor fornecido ao gerador.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{Q}_{ger}} \quad (12)$$

#### 4. Resultados e Discussões

Os resultados obtidos da análise do ciclo Einstein, através do código computacional, estão mostrados nas Fig. 3, 4 e 5.

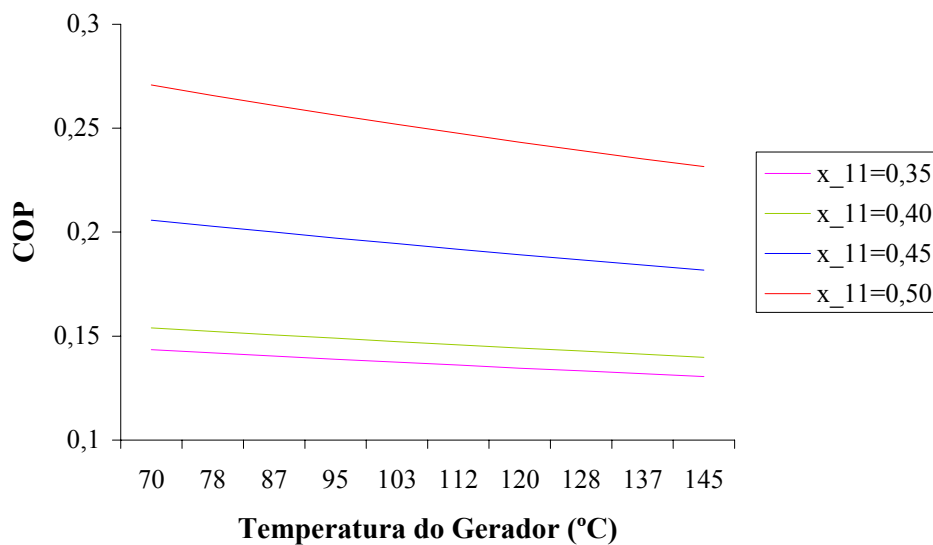


Figura 3. Variação do COP versus temperatura do gerador de vapor, para os valores da concentração da solução forte amônia-água de 0,35; 0,40; 0,45 e 0,50.

Na Figura 3, a variação do COP é apresentada versus temperatura do gerador de vapor na faixa de 70 a 145 °C, calculada para os valores da concentração da solução forte amônia-água de 0,35; 0,40; 0,45 e 0,50.

A Figura 4 mostra a variação do COP versus temperatura do evaporador, de -8 a 25 °C, calculada para os valores de concentração da solução fraca amônia-água de 0,12; 0,16 e 0,20.

Já a Figura 5 relaciona a temperatura do gerador, entre a faixa de 80 a 145 °C, com as irreversibilidades dos principais componentes.

Analisando os resultados, observa-se, na Fig.3, um decréscimo do COP com o aumento da temperatura do gerador de vapor, sendo este decréscimo mais acentuado para as concentrações da solução forte de 0,45 e 0,50. Isto ocorre devido o aumento do gradiente de temperatura deste componente proporcionar menor aproveitamento do calor a ele adicionado. Nesta mesma figura, verificou-se também maiores valores do COP para valores crescentes da concentração da solução forte amônia-água, ou seja, para a mesma temperatura do gerador, valores crescentes da concentração da



solução forte resultam em maiores quantidades de vapor de amônia enviado para o evaporador, obtendo uma refrigeração mais eficiente.

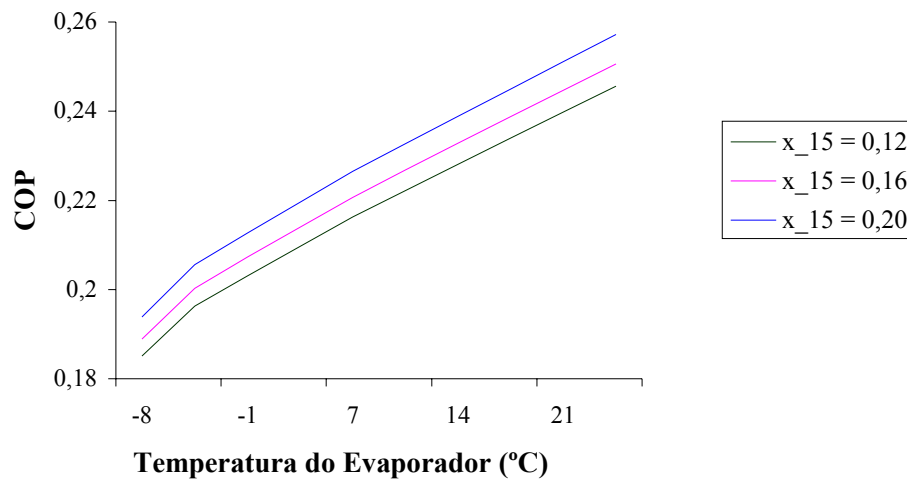


Figura 4. Variação do COP versus temperatura do evaporador, para os valores da concentração da solução fraca amônia-água de 0,12; 0,16 e 0,20.

Na Figura 4 é observado um significativo acréscimo do COP ao aumentar a temperatura do evaporador, o que era esperado visto que reduz a quantidade de calor retirado do ambiente, implicando numa diminuição mais acentuada no calor fornecido ao gerador, porém a temperatura do ambiente a ser refrigerado aumentará.

Em relação à influência da concentração da solução fraca amônia-água, esta não foi expressiva em relação à performance do ciclo. Entretanto, verificou-se maiores eficiências para valores decrescentes desta concentração.

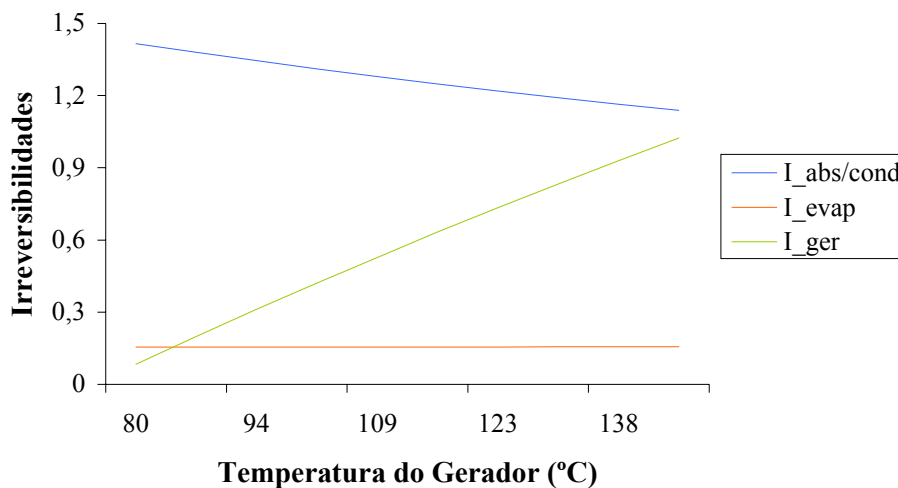


Figura 5. Irreversibilidades do absorvedor/condensador, evaporador e gerador versus temperatura do gerador de vapor.

Ao observar a Fig. 5, percebe-se três comportamentos distintos dos principais componentes do ciclo em relação à variação da temperatura do gerador. Como já discutido na Fig. 3, o aumento da temperatura do gerador proporciona maiores irreversibilidades resultando em menores COP's. Já o evaporador mostrou-se insensível com alterações no valor da temperatura do gerador, cuja explicação está no fato que, neste componente ocorre apenas a difusão do vapor de amônia no isobutano, sendo maior calor retirado do ambiente quando maior vazão mássica de amônia é adicionada. No absorvedor/condensador acontece o inverso do gerador, ou seja, com a elevação da temperatura do gerador ocorre uma diminuição nas irreversibilidades do absorvedor/condensador, porém, mesmo para a maior temperatura do gerador

(145 °C), este componente apresenta as maiores irreversibilidades. Estas elevadas perdas são resultados de vários processos acontecendo num mesmo componente.

## 5. Conclusão

Analisando os resultados acima, o COP apresenta um significativo aumento com a elevação da temperatura do evaporador, mas esta é limitada e depende da finalidade em que será empregado o sistema.

Maiores COPs também podem ser conseguidos com a redução da temperatura do gerador de vapor, para a concentração da solução forte de 0,50.

O aumento da performance do sistema pode ser conseguido com a otimização dos componentes que envolvem o gerador de vapor e, principalmente, do absorvedor/condensador, pois este componente apresentou elevadas taxas de irreversibilidade.

A melhor performance do sistema, para temperatura do gerador de 70 °C e concentração da solução forte amônia-água de 0,50, foi 0,27. Em relação ao sistema de refrigeração por absorção difusão (COP = 0,13), este COP justifica as inúmeras pesquisas realizadas com o intuito de empregá-lo em tecnologias de refrigeração.

Uma interessante aplicação deste sistema seria em casos de aproveitamento de rejeitos de energia, ou seja, cogeração.

## 6. Agradecimentos

Aos órgãos FINEP, PETROBRÁS e RECOGÁS, que fomentam este projeto, como também ao CNPq e à CAPES, pelo incentivo financeiro através da concessão de bolsas de estudo aos participantes, nossos sinceros agradecimentos.

## 7. Referências

- Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M., 1996, "Thermal Design and Optimization", 1ª ed. New York, Wiley & Sons.
- Chen J., Kim K.J., Herold K.E., 1996, "Performance Enhancement of a Diffusion-Absorption Refrigerator", International Journal of Refrigeration, Vol.19, No.3, pp.208-218.
- Delano, A., 1998, "Design Analysis of the Einstein Refrigeration cycle", Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology, Atlanta, Georgia.
- Einstein, A., Szilard, L., 1930, "Refrigeration", (Appl: 16 Dec. 1927; Priority: Germany, 16 Dec 1926) Pat. No. 1,781,541 (United States).
- Herold, K.E., Radermacher, R., Klein, A.S., 1996, "Absorption Chillers and Heat Pumps", CRC Press, USA.
- Koyfman, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde I., 2003, "An experimental investigation of bubble pump performance for diffusion absorption refrigeration system with organic working fluids", Applied Thermal Engineering, Vol. 23, pp 1881-1894.
- Srikhirin P., Aphornratana S., 2002, "Investigation of a Diffusion Absorption Refrigerator", Applied Thermal Engineering, Vol.22, pp.1181-1193.
- Wylen, G. V., Sontang, R., Borgnake, C., 1995, "Fundamentos de Termodinâmica Clássica", Edgard Blücher Ltda.
- Yoon, J., Choi, K., Moon, C., Kim, Y. J., Kwon, O., 2003, "A Study on the Advanced Performance of an Absorption Heater/Chiller with a Solution Preheater Using Waste Gas", Applied Thermal Engineering, Vol.23, pp. 757-767.
- Zohar, A., Jelinek, M., Levy A., Borde I., 2005, "Numerical Investigation of a Diffusion Absorption Refrigeration Cycle", International Journal of Refrigeration, Vol.28, pp.515-525.

## EINSTEIN REFRIGERATION CYCLE: ENERGETIC AND EXERGETIC STUDY

Wilson Luciano de Souza

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.

wilsonphd@ig.com.br

Evânia Celeste da Costa Moreira

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.

evaniaceleste@yahoo.com.br

Carlos Antonio Cabral dos Santos

Universidade Federal da Paraíba (UFPB)/Laboratório de Energia Solar (LES), 58051-970, João Pessoa - PB, Brasil.

cabral@les.ufpb.br

Ednildo Andrade Torres

Universidade Federal da Bahia (UFBA)/Escola Politécnica/DEQ/LEN, 40210-630, Salvador - BA, Brasil.

ednildo@ufba.br

**Abstract**

This article presents a thermodynamic modelling of the Einstein refrigeration cycle. The system in study is a single pressure absorption refrigeration one, operating with three working fluids: butane as refrigerant, water as absorbent and ammonia as auxiliary gas. The circulation of the working fluids is driven by a bubble-pump and the pressure equalization throughout the cycle is provided by the auxiliary gas. The computational code was developed at the EES (Engineering Equation Solver) Software for the energetic and exergetic analysis having been supplied as main entrance parameters the concentrations of the solution ammonia-water in the input to the generator and in the input to the absorber of the system, condensation temperature and heat supplied to the steam generator. Through the code, were evaluate the COP, the irreversibilities and the degree of perfection of each component.

Keywords: Einstein refrigeration cycle, butane-water-ammonia, thermodynamic model and performance.

## ENFRIAMIENTO Y CONSERVACIÓN DE CARACOLES UTILIZANDO PASTA DE HIELO

**Patricia L. Amado A.**

Universidad Católica San Pablo  
p\_amado05@yahoo.com

**Leidy Y. Yampi E.**

Universidad Católica San Pablo  
l.yampi@yahoo.com

**Juan J. Milón G.**

Universidad Católica San Pablo  
milonjj@ucsp.edu.pe

*Resumen Un dispositivo experimental fue desarrollado para investigar la conservación y transporte de caracoles de tierra utilizando pasta de hielo. Fueron medidas las temperaturas interna y externa del producto mediante termopares tipo K, utilizando un sistema de adquisición de datos multicanal y con un intervalo de adquisición de datos de treinta segundos. Los resultados indican que el enfriamiento y conservación de los caracoles terrestres se presentan en mejores condiciones cuando se utiliza la pasta de hielo, comparándolo con el enfriamiento directo con hielo en escamas.*

*Palabras claves: pasta de hielo, caracoles.*

### 1. Introducción

Los caracoles terrestres han estado presentes a lo largo de la historia de la humanidad, no sólo formando parte de la alimentación, sino también como elementos importantes dentro de la medicina y las tradiciones de diferentes culturas de todas las épocas. Actualmente ya se puede hablar de la crianza de caracoles terrestres denominada helicicultura.

En los últimos años la helicicultura está recibiendo mayor atención, debido al aumento de la demanda internacional y la disminución de la población silvestre. La especie *Helix Aspersa* es la de mayor demanda mundial, el cual se comercializa vivo, congelado o en conservas; considerando en éste la etapa de hibernación y la temperatura, la cual no debe superar los 6 °C. Por otro lado, los envases deben ser resistentes, dada la fragilidad de su caparazón y con ventilación suficiente para permitir la circulación de oxígeno.

Así pues, la comercialización de caracoles terrestres resulta muy rentable. Sin embargo, aún cuando se cuenta con reglamentos para su comercialización en el extranjero, no se posee un método eficaz para su exportación.

#### 1.1. Helicicultura

La helicicultura es la cría racional en cautiverio, con fines comerciales de caracoles terrestres. El caracol es un molusco, hermafrodita insuficiente, ya que se necesitan dos para reproducirse. La especie más consumida es el caracol *Helix Aspersa*, debido a su facilidad en la crianza en la que intervienen factores como su resistencia, fecundidad y adaptabilidad a los diferentes climas. Su caparazón es generalmente de un color gris amarillento, y presenta un diámetro de entre 0,03 m y 0,04 m, su peso oscila entre 0,005 kg y 0,015 kg.

#### 1.2. Comercialización

La demanda insatisfecha del mercado internacional, crea importantes expectativas para las exportaciones, ya que se ha producido un incremento del consumo en Europa, Estados Unidos y, últimamente, Oriente, cuyas producciones locales e importaciones no logran satisfacer su demanda interna.

##### 1.2.1. Mercado mundial

Francia, Italia y España tienen un consumo elevado y a su vez se ha producido una disminución del caracol en estado silvestre, lo que obligó a desarrollar sistemas de cría de alta rentabilidad, pero al quedar insatisfechas las demandas internas, incrementaron las importaciones, siendo las de Francia las más importantes, ya que allí se

consumen  $40 \times 10^6$  kg por año, siendo el 25% importación. El precio internacional varía en cada país según la época del año y tamaño del caracol.

### 1.2.2. Utilidades

El caracol es muy apreciado por su bajo porcentaje de grasa y por su alto valor alimenticio. La exportación de esta especie es un mercado poco explorado. Sin embargo, la demanda de caracoles crece aceleradamente. Los caracoles son exportados vivos, acondicionados en bolsas de malla o caja de cartón, con peso entre 2 kg a 8 kg. Los derivados de los caracoles son carne, huevos, conchas y otros, que se utilizan en:

- Gastronomía.
- Productos enlatados.
- Conservas.
- Productos estéticos.
- Industria farmacéutica.

### 1.3. Pasta de hielo

La pasta de hielo es una suspensión de cristales de hielo en una solución acuosa, llamada también “liquid-ice”, “ice-slurry” o “pumpable-ice”. Dicha suspensión de cristales microscópicos dan una área de superficie total para el intercambio de calor mucho mayor que las observadas en los bancos de hielo convencionales; consecuentemente el hielo puede ser derretido rápidamente. Esto asegura un sistema estable y un preciso control de temperatura, permitiendo altas potencias de refrigeración.

La pasta de hielo, en el presente trabajo, fue elaborada con agua, azúcar y alcohol, este último se encuentra en menor proporción que el agua y es por ello que la temperatura de la pasta baja a temperaturas menores de  $0^{\circ}\text{C}$ .

## 2. Modelo experimental

Para el enfriamiento y conservación de caracoles utilizando pasta de hielo, fue se implemento el esquema mostrado en la Fig. 1.

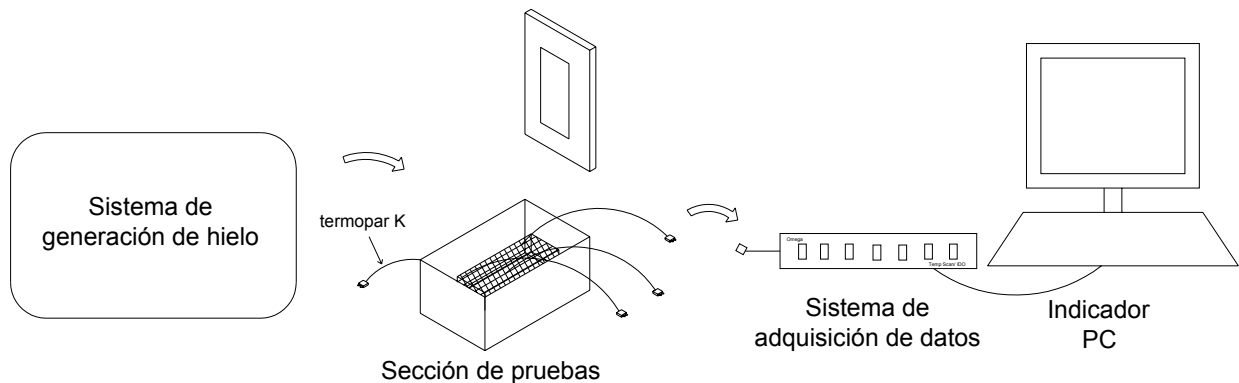


Fig. 1. Detalle del modelo experimental.

### 2.1. Sistema de Generación de Pasta de Hielo

Es un sistema con un evaporador de tipo sumergido, como se muestra en la Fig. 2.

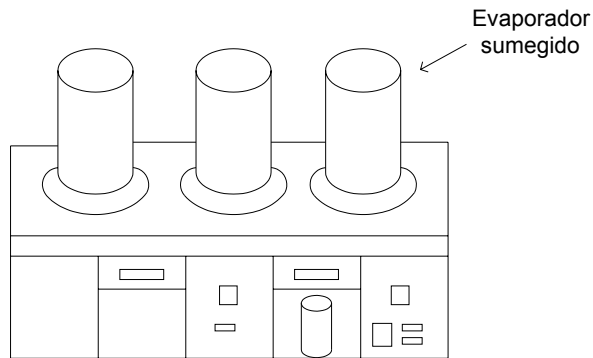


Fig. 2. Detalle del generador

La generación de la pasta de hielo consiste en la mezcla de tres componentes: agua, azúcar y alcohol, con las siguientes concentraciones, como se muestra en la tabla 1:

Tabla 1 - Concentración de pasta de hielo

Elementos	Concentración (%)
Agua	94,6
Azúcar	4,0
Alcohol	1,4

Esta concentración fue determinada en base a los trabajos realizados por León et al (2006), que realizó diferentes pruebas para determinar la mínima concentración de etanol y azúcar para la generación de pasta de hielo con aplicaciones a productos como frutas y vegetales.

## 2.2. Sección de pruebas

La sección de pruebas consiste en un contenedor de poliestireno expandido forrado con papel aluminio, cuya función es minimizar las pérdidas de calor. Así también cuenta con una rejilla aseguradora en la que se coloca en dos bolsas herméticas que contienen los caracoles, esta rejilla permite la fijación de las bolsas en el contenedor, tal como se muestra en la Fig. 3.

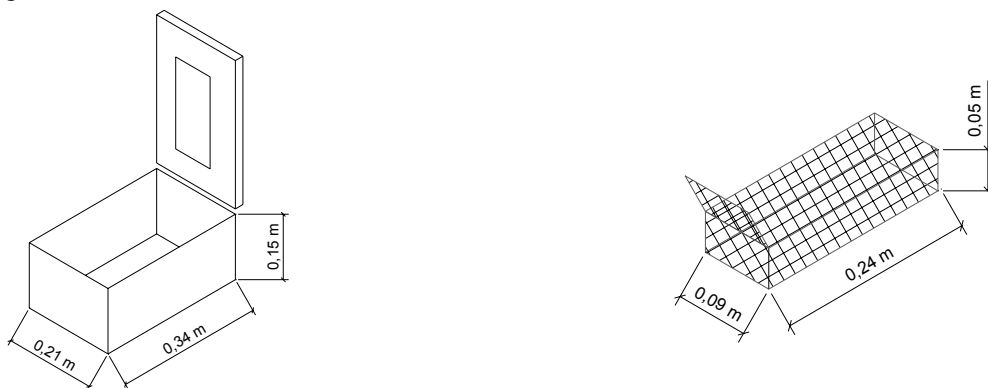


Fig. 3. Detalle del contenedor y la rejilla aseguradora

## 2.3 Sistema de adquisición de datos

El sistema consiste en un equipo de adquisición de múltiples canales, el cual permite la obtención de la temperatura del ambiente como en la pasta de hielo, es de marca OMEGA, modelo TEMPSCAN-1100. El sistema de adquisición almacena la señal de los cuatro termopares tipo K, dichos termopares están conectados al sistema de adquisición de datos mediante los terminales de conexión y envía la señal al computador mediante un puerto de comunicación RS 232.

## 3. Procedimiento experimental

Las experiencias realizadas, consistieron en una primera etapa en monitorear el estado del caracol en la pasta de hielo en intervalos de tiempo de acuerdo a la exportación. Para lo cual el caracol fue sometido a temperaturas que llegaban alrededor de los 0 °C durante quince horas, aproximadamente.

El primer paso fue colocar los caracoles en dos bolsas herméticas, alrededor de veinte caracoles en cada una, para luego ser depositados en la rejilla aseguradora. Posteriormente, se colocaron cuatro termopares, en el centro del caracol, en el medio de las dos bolsas y por último en un extremo de la rejilla aseguradora. Y finalmente, se ubicaba la rejilla aseguradora en el contenedor, tal como se muestra en la Fig. 4.



Fig. 4. Detalle del módulo con pasta de hielo.

Posteriormente, se realizó la misma experiencia enfriando los caracoles con hielo en escamas, en el que se colocó los mismos termopares y con la misma disposición, así como se muestra en la Fig. 5.



Fig. 5. Detalle del módulo con hielo.

Las incertezas analizadas en el proceso se muestran en la tabla 3.

Tabla 3 - Incertezas de medición	
Parámetro	Incerteza
Temperatura	0,2 °C
Tiempo	0,1 s
Longitud	1 mm

#### 4. Resultados

En la Fig. 6 se muestra los resultados del enfriamiento de caracoles con pasta de hielo, observándose que el producto llega a la temperatura de conservación después de 30 minutos aproximadamente.

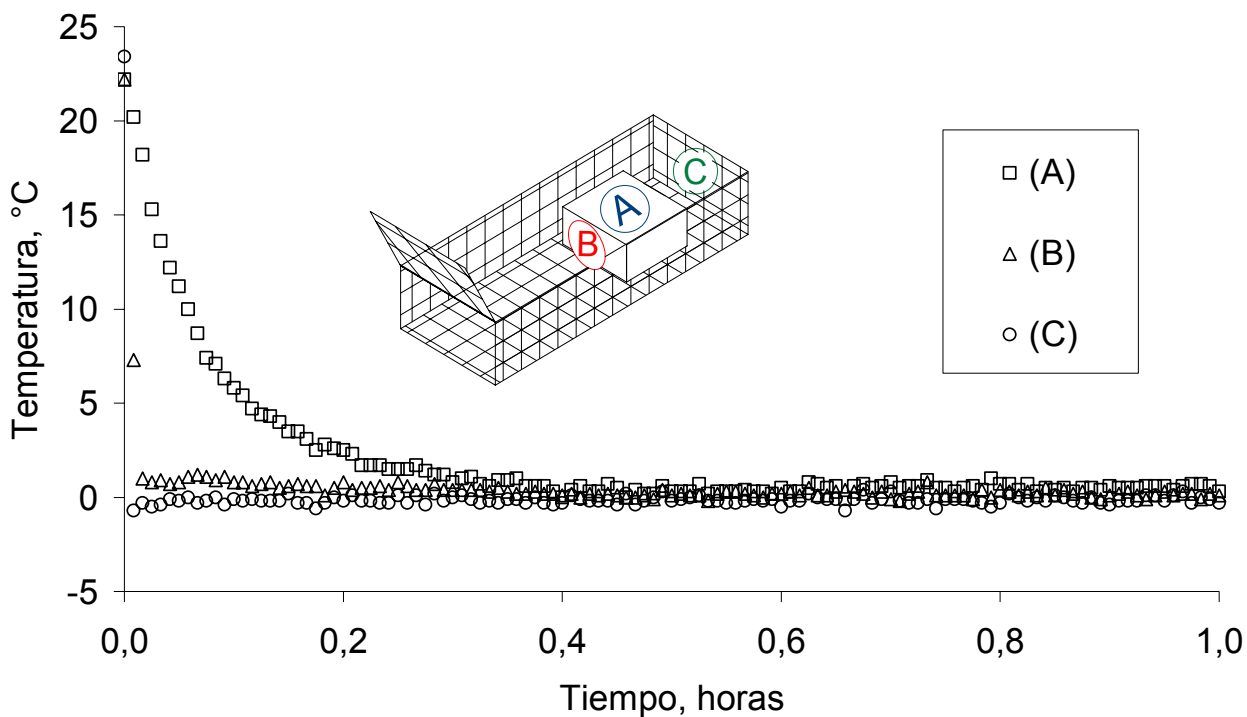


Fig. 6. Enfriamiento de caracoles con pasta de hielo.

Sin embargo, al utilizar el hielo (Fig. 7), se observa que el producto llega a una temperatura de conservación superior a los 0 °C, aproximadamente después de 2,5 horas, el producto se estabiliza en 0,7 °C.

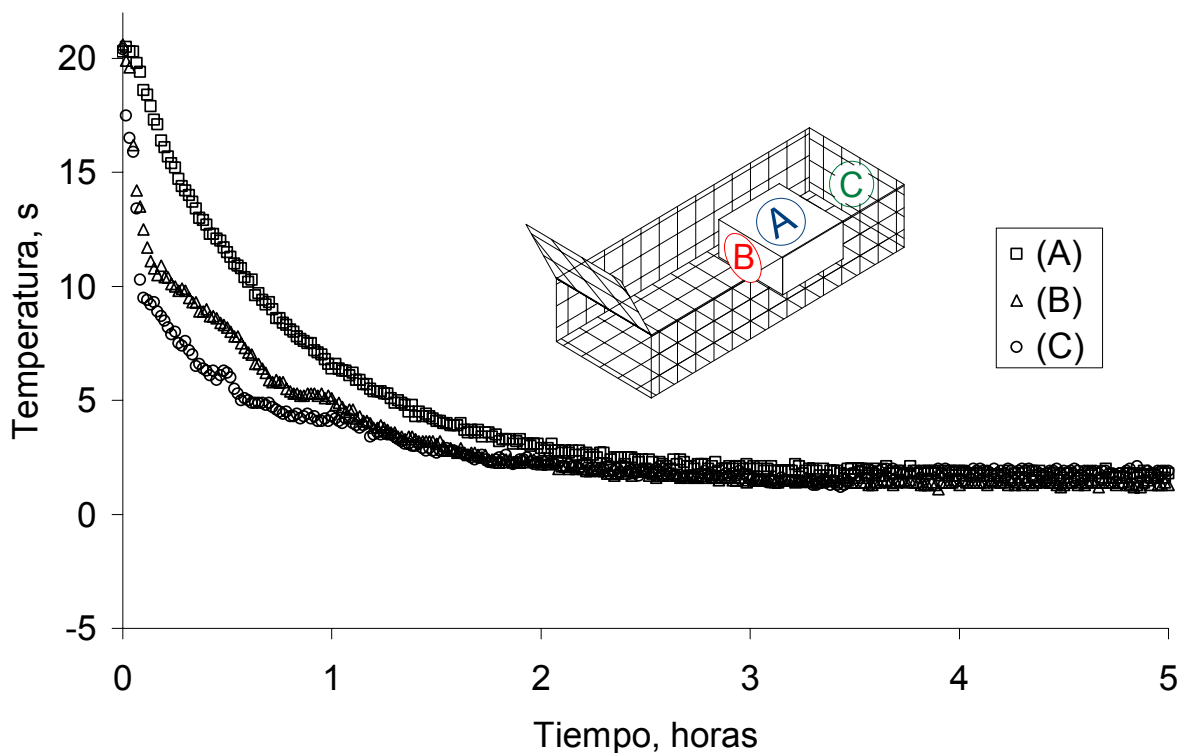


Fig. 7. Enfriamiento de caracoles con hielo.

En la Figura 8, se puede observar una comparación de los dos métodos utilizados para enfriar los caracoles, es evidente la ventaja en el uso de Pasta de Hielo como sistema de conservación.



Como resultado adicional, se indica que, los caracoles fueron mantenidos en pasta de hielo aproximadamente por 16 horas, luego de este proceso, fueron colocados en ambientes arriba de los 20 °C y se observó que todos habían sobrevivido a este proceso.

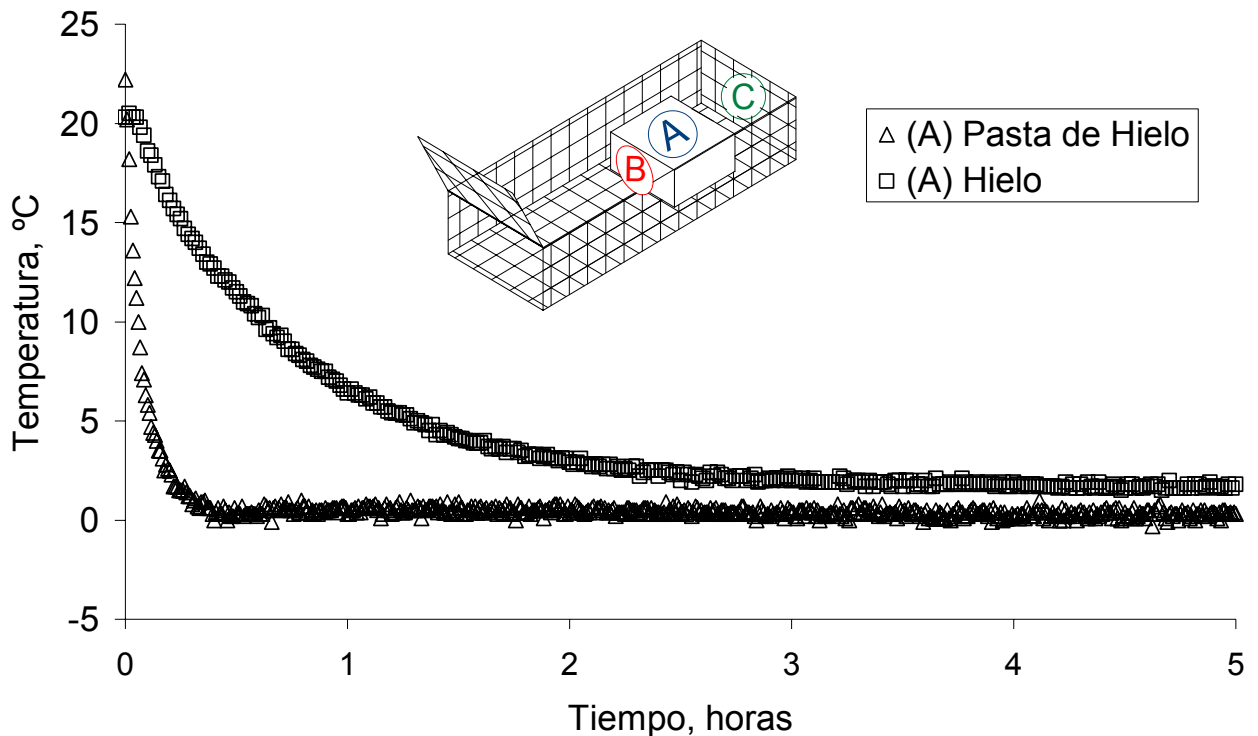


Fig. 8. Comparación de enfriamiento, pasta de hielo con hielo.

## 5. Conclusiones

Según los experimentos realizados, se puede observar que la pasta de hielo es un método eficaz y viable para la conservación de caracoles. Como fue mencionado la velocidad de enfriamiento del caracol en pasta de hielo es cuatro veces más rápida en comparación con el hielo. Por otro lado, las temperaturas alcanzadas con la pasta de hielo son más bajas, y se une a esto otra ventaja, en la que la adaptabilidad de la pasta de hielo permite que éste se amolde a los moluscos, protegiendo la estructura del caracol, y no dañándola como en el caso del enfriamiento con hielo.

## 6. Agradecimientos

Los autores agradecen a la alianza entre la Pontificia Universidade Católica do Rio de Janeiro y a la Universidad Católica San Pablo por el apoyo recibido para realizar el presente trabajo

## 7. Lista de Referencias

- M. León M., R. Rodríguez G., J. J. Milón G., S. L. Braga, 2006, "Ice Slurry Generation Based on Sugar-Ethanol Aqueous Solution", International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, USA.
- K. Fikiin, O. Tsvetkov, Yu. Laptev, A. Fikiin And V. Kolodyaznaya, 2003, "Immersion Freezing of Fruits in Ice Slurries Based on Sugar-Ethanol Aqueous Solution", Thermophysical and Engineering Issues, 15, Australia.

## 8. Aviso de responsabilidad

Los autores son los únicos responsables del material impreso incluido en este artículo.

## **SNAILS COOLING AND CONSERVATION USING ICE SLURRY**

Patricia L. Amado A.  
San Pablo Catholic University  
p\_amado05@yahoo.com

Leidy Y. Yampi E.  
San Pablo Catholic University  
l.yampi@yahoo.com

Juan J. Milón G.  
San Pablo Catholic University  
milonjj@ucsp.edu.pe

### **Abstract**

An experimental device was developed to research the usage of ice slurry for the conservation and transportation of earth snails. The interior and exterior temperatures of the product were measured by K type thermocouples, using a multi-channel data-acquiring system with a 30 second data acquiring interval. The results indicate that the usage of ice slurry presents better conditions for cooling and conservation of earth snails, compared to the conditions created by scale ice direct cooling.

Key words: ice slurry, snails.

## ANÁLISE COMPARATIVA DOS DESEMPENHOS DE VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA E VÁLVULA DE EXPANSÃO ELETRÔNICA EM UMA MÁQUINA FRIGORÍFICA.

### **Geraldo Augusto Campolina França**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
Av. Antônio Carlos, 6627 – Campus Universitário  
31270-901 – Belo Horizonte-MG.  
E-mail: [franca@demec.ufmg.br](mailto:franca@demec.ufmg.br)

### **Luiz Machado**

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
Av. Antônio Carlos, 6627 – Campus Universitário  
31270-901 – Belo Horizonte - MG  
E-mail: [luizm@demec.ufmg.br](mailto:luizm@demec.ufmg.br)

### **Ralney Nogueira de Faria**

UNIVERSIDADE DE ITAÚNA – Faculdade de Engenharia Mecânica  
Rodovia MG 431 – km 45 – Caixa Postal 100  
35680-142 – Itáúna-MG.  
E-mail: [ralney@uit.br](mailto:ralney@uit.br)

**Resumo.** Válvulas de expansão termostáticas e tubos capilares são dispositivos usuais no controle e otimização da expansão do fluido refrigerante em sistemas de compressão a vapor. Na busca pelo aumento da eficiência energética, novos dispositivos e estratégias de controle estão sendo desenvolvidos. Válvulas de expansão eletrônicas apresentam-se como uma promissora alternativa na substituição de válvulas termostáticas e tubos capilares. Seu emprego pode resultar em redução significativa de consumo de energia e de custos de manutenção, principalmente quando o controle da capacidade de refrigeração é auxiliado por um compressor com rotação variável. O sucesso no emprego de válvulas de expansão eletrônica depende essencialmente do conhecimento do comportamento dinâmico dos diversos componentes que compõem a malha de controle do sistema eletrônico. Neste trabalho, desenvolveu-se uma análise teórica e experimental comparativa dos desempenhos de uma válvula de expansão termostática e de uma válvula de expansão eletrônica operando sob condições de carga térmica variável no evaporador. Para isto, variações na carga térmica foram efetuadas em uma máquina frigorífica água-água e a resposta do grau de superaquecimento observada. A partir dos resultados experimentais, foi analisada a influência dos diversos componentes da malha de controle sobre o controle do grau de superaquecimento. Os dois métodos de sintonia de controladores investigados, Ziegler-Nichols e Bekker, levaram praticamente aos mesmos valores dos parâmetros de ajuste de um controlador PI. Os testes experimentais foram desenvolvidos no Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG.

**Palavras chave:** *Válvula de expansão, Carga térmica variável, Grau de superaquecimento, máquina frigorífica.*

## 1. INTRODUÇÃO

Estudos visando a redução do consumo de energia e o aumento da eficiência em sistemas de refrigeração são de extrema importância para o setor energético nacional, uma vez que esses sistemas representam uma parcela significativa no consumo.

Atualmente, grande parte dos sistemas de refrigeração controlam a temperatura do meio refrigerado através da partida e parada do compressor (on-off). O controle realizado desta forma não é o mais adequado, uma vez que esta técnica de controle penaliza o sistema com perdas de energia significativas em virtude dos transientes de partida e de parada do compressor, resultando num maior consumo de energia elétrica.

Trabalhos teóricos e experimentais em refrigeração têm comprovado que a operação contínua de uma máquina frigorífica apresenta aspectos bastante positivos em relação à operação descontínua (on-off). Entre eles podem ser citados, a economia considerável de energia elétrica e o menor desgaste eletro-mecânico do compressor e componentes.

A operação contínua de uma máquina frigorífica pode ser obtida por variações simultâneas na rotação do compressor e na abertura da válvula de expansão de modo a ajustar a operação da máquina a uma nova condição de carga térmica no evaporador.

Os dispositivos de expansão exercem um papel fundamental no controle e otimização do evaporador principalmente quando o mesmo opera em condições transientes e de carga térmica variável.

Neste artigo compara-se o desempenho de uma máquina frigorífica água-água operando com controles termostático e eletrônico de potência térmica visando, de um modo específico, aos seguintes objetivos:

- Identificar e quantificar variações em valores de parâmetros de processo importantes para o bom funcionamento da máquina frigorífica;
- Avaliar a influência e o comportamento da válvula termostática e eletrônica no controle do grau de superaquecimento quando o evaporador opera com carga térmica variável;
- Estabelecer um limite inferior de potência frigorífica abaixo do qual a viabilidade econômica de substituição da válvula de expansão termostática por uma eletrônica pode ficar comprometida.

Como técnicas de sintonia para o controlador do sistema eletrônico de potência foram selecionados o tradicional método de Ziegler-Nichols e o método de Bekker et al. cuja técnica foi especialmente desenvolvida para aplicações HVAC.

## 2. MATERIAIS E MÉTODOS

### 2.1 Dispositivo experimental

O banco de ensaios do laboratório de refrigeração do DEMEC/UFMG consiste de um sistema de refrigeração e aquecimento por compressão a vapor e de um sistema de medição e aquisição de dados.

O sistema opera com fluido R134a como fluido primário e, como fluido secundário, água pura no evaporador e no condensador. O banco de ensaios opera com uma potência frigorífica máxima de 3 kW e é composto basicamente pelos seguintes elementos: compressor alternativo, condensador, sub-resfriador, evaporador e três válvulas de expansão, sistema de aquisição e medição que permitem realizar medidas de temperatura, pressão e vazão.

O banco de ensaios apresenta três válvulas de expansão montadas em paralelo e acompanhadas por uma válvula de fechamento de forma a permitir a operação individual dos componentes.

A válvula de expansão manual é do tipo agulha, sendo que a quantidade de líquido refrigerante que passa através do orifício da válvula depende da abertura que é ajustável manualmente.

A válvula de expansão termostática utilizada no banco de ensaios é da marca Danfoss, modelo TEN2 com equalização externa, orifício nº 1 e capacidade de refrigeração de 1,86 kW para uma perda de carga ( $\Delta P$ ) de 4 bar e temperatura de evaporação de 10°C.

A válvula de expansão utilizada no sistema de controle eletrônico é da marca Danfoss, modelo TQ-5 com equalização externa, orifício nº 1 e capacidade nominal de 10,8 kW.

### 2.2 Metodologia para avaliação do desempenho da válvula de expansão e termostática

Para analisar o desempenho das válvulas termostática e eletrônica juntamente com os métodos de sintonia propostos para o controlador, essas foram submetidas a uma série de testes experimentais. Os testes consistiam em perturbar o evaporador através da variação da carga térmica do fluido secundário conforme a descrição a seguir.

Inicialmente, as válvulas termostática e eletrônica foram ajustadas para operar com um grau de superaquecimento de 7°C, temperatura de condensação 50°C e a uma temperatura de ebulição de 0°C correspondente a uma carga térmica intermediária de 2300 W. Devido às limitações de ajuste do controlador, o ganho proporcional e tempo integral foram ajustados para  $K_p=1,75$  e  $T_i=30$  s para o método de Ziegler-Nichols e  $K_p=1$  e  $T_i=30$  s para o método de Bekker et al.

Com o sistema operando em regime permanente, variações na carga térmica eram efetuadas e a resposta do grau de superaquecimento observada. As variações na carga térmica foram obtidas através do uso de um variômetro que permitia variar a tensão de saída de 0 a 240 volts para a resistência elétrica. Para a realização dos ensaios, as variações na carga térmica foram definidas para valores correspondentes a 1500, 1900, 2300 e 2800 W. Esses valores foram definidos com base nos limites operacionais obtidos através da caracterização em regime permanente da válvula termostática e eletrônica.

Os dispositivos de expansão foram submetidos a dois tipos de testes específicos conforme o modo como as variações na carga térmica eram aplicadas ao sistema.

No primeiro teste, o sistema era ajustado para operar com uma carga térmica baixa (1500 W) e, quando o mesmo alcançava o regime permanente, iniciava-se a gravação dos dados. A cada 20 minutos de operação aplicava-se um degrau na carga térmica sucessivamente até que o sistema atingisse a carga máxima de 2800 W conforme pode ser observado na Fig. 1.

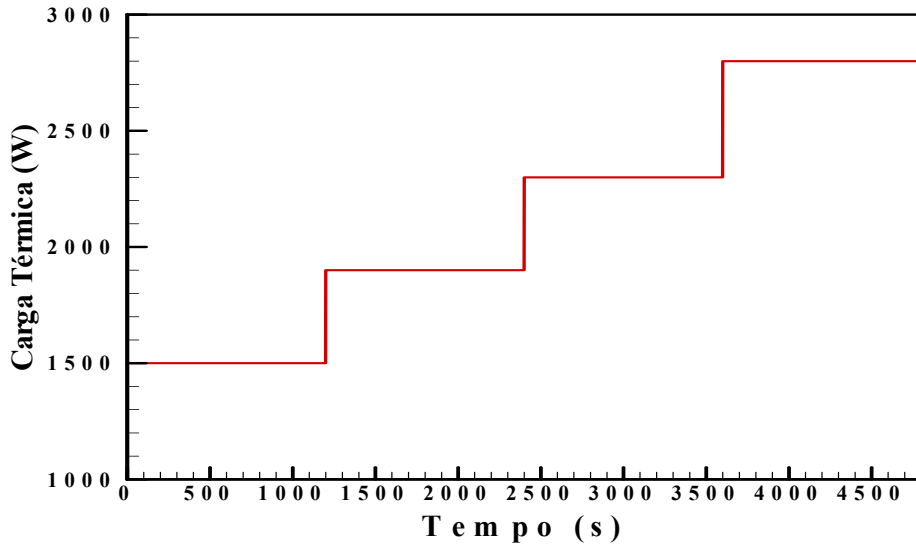


Figura 1. Representação da variação da carga térmica aplicada através do aumento gradual no sistema.

No segundo teste, o sistema foi ajustado para operar com carga térmica máxima (2800 W) e sucessivas reduções na carga térmica foram efetuadas através da aplicação de degraus em intervalos de 20 minutos até que o sistema alcançasse a carga térmica mais baixa correspondente a 1500 W (Fig.2).

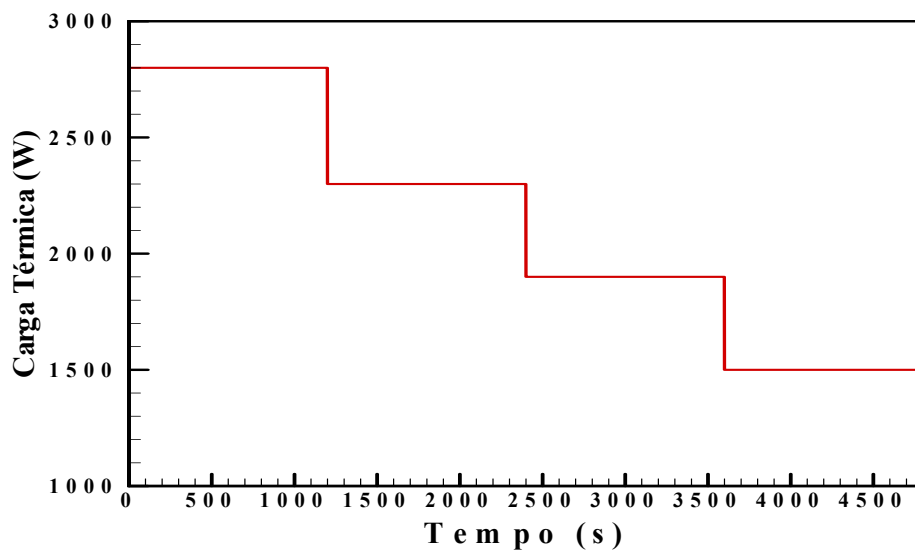


Figura 2. Representação da variação da carga térmica aplicada através da redução gradual no sistema.

### 3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

#### 3.1 Análise do desempenho da válvula de expansão eletrônica e termostática

A partir da identificação dos parâmetros de controle para os métodos de sintonia propostos, as válvulas termostática e eletrônica foram submetidas a testes para avaliar o desempenho de ambas em condições de carga térmica variável conforme a metodologia descrita.

##### 3.1.1 Válvula de expansão termostática

O controle preciso do grau de superaquecimento realizado por válvulas de expansão termostática depende da maneira como estas fornecem a vazão e o título do fluido refrigerante para o evaporador, onde se completa a sua vaporização.

Vários fatores podem afetar o comportamento da válvula no controle do grau de superaquecimento como a diferença de pressão através da válvula correspondente à diferença entre as pressões de condensação e de ebulição, sub-resfriamento do fluido refrigerante, massa específica do fluido na entrada da válvula, super ou subdimensionamento da válvula e variações da carga térmica no evaporador.

A vazão mássica, que define a capacidade da válvula, pode ser estimada conforme a Eq. (1) abaixo:

$$\dot{m}_f = C_v \cdot A_v \cdot \sqrt{\rho \cdot (P_{cond} - P_e)} \quad (1)$$

onde:  $\dot{m}_f$  = Vazão mássica de fluido refrigerante;  
 $C_v$  = Coeficiente de vazão;  
 $A_v$  = Porcentagem de abertura da válvula;  
 $P_{cond}$  = Pressão de condensação;  
 $P_e$  = Pressão de ebulição;  
 $\rho$  = massa específica do fluido na entrada da válvula.

Uma análise da Eq. (1) mostra que, para uma determinada válvula, a vazão poderia ser continuamente aumentada simplesmente pelo aumento da pressão diferencial na válvula. Na realidade, a Eq. (1) só pode ser usada para uma faixa limitada de vazão. Observando a Fig. 3, nota-se que com o aumento da pressão diferencial atingem-se condições em que o aumento da vazão mássica é menor do que o esperado. Esse fenômeno continua até que não haja qualquer aumento da vazão, apesar do aumento da pressão diferencial. Essa condição de limitação da vazão é conhecida como escoamento bloqueado.

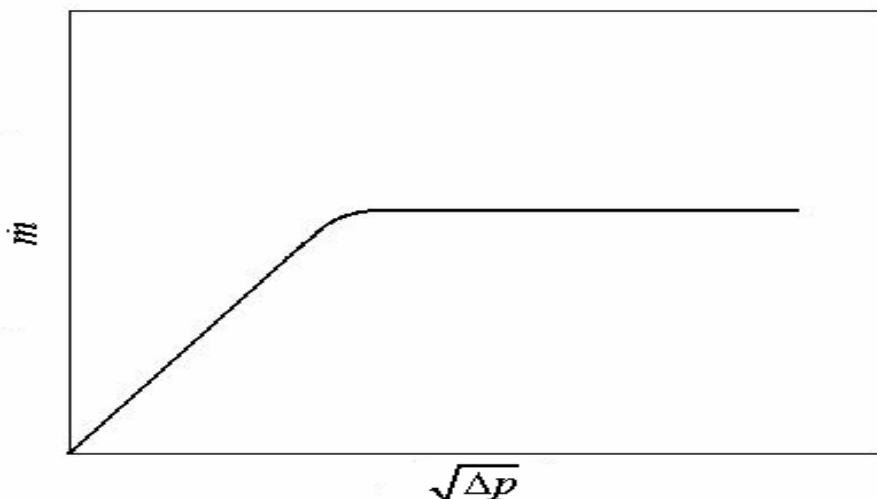


Figura 3. Curva típica de vazão versus pressão diferencial numa válvula de expansão.  
 FONTE – RIVELAND., 1985. p. 5.

Analisando as Fig. 4 e 5, observa-se que o superaquecimento diminui à medida que a carga térmica é reduzida para valores de 1900 e 1500 W em relação ao ponto inicial de ajuste de 2300 W, e aumenta para cargas térmicas superiores.

O grau de superaquecimento foi obtido através da diferença de temperatura entre os termopares instalados na entrada e na saída do evaporador.

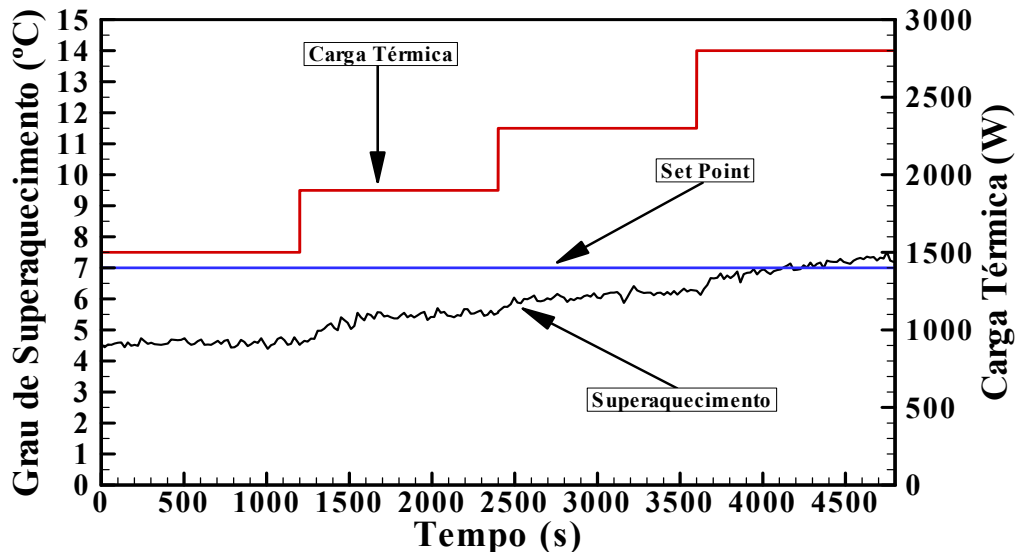


Figura 4. Evolução do grau de superaquecimento para a válvula de expansão termostática com o aumento gradual da carga térmica no evaporador.

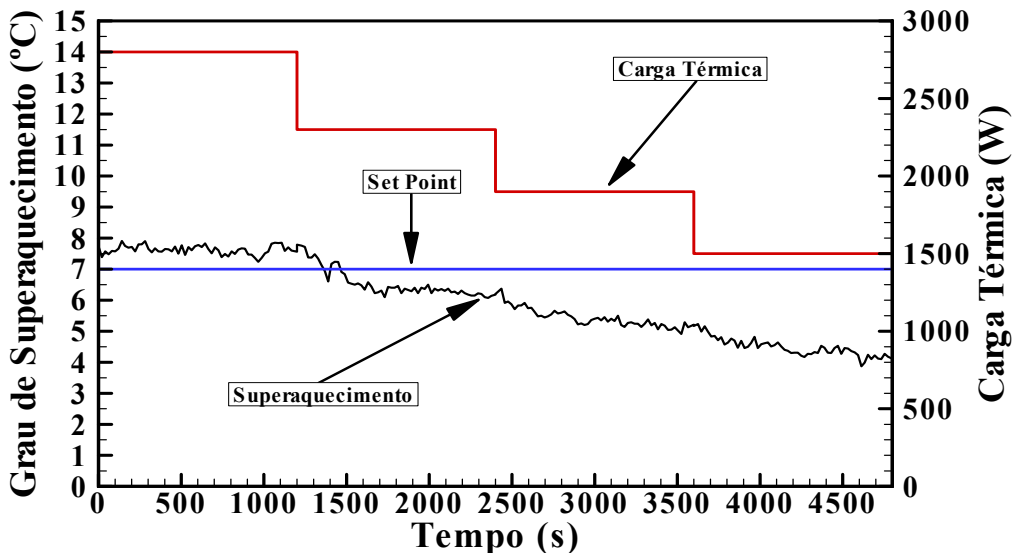


Figura 5. Evolução do grau de superaquecimento para a válvula de expansão termostática com a redução gradual da carga térmica no evaporador.

Através da análise da capacidade de vazão e da queda de pressão na válvula em função das cargas térmicas no evaporador, pode-se justificar as variações ocorridas com o superaquecimento. A Tabela 1 e a Figura 6 apresentam a capacidade da válvula em função da temperatura de evaporação e da queda de pressão através da válvula. Os valores obtidos para as temperaturas de evaporação  $-3$  e  $7^{\circ}\text{C}$  foram interpolados através da utilização da função *interp2* do Matlab cuja função de interpolação utiliza um polinômio linear para análise comparativa com os dados obtidos com a aplicação das cargas térmicas no evaporador.

Tabela 1. Capacidade em kW para válvula de expansão termostática TEN2 orifício nº1.

Queda de pressão através da válvula (bar)	Temperatura de Evaporação -10°C	Temperatura de Evaporação Interpolada -3°C	Temperatura de Evaporação 0°C	Temperatura de Evaporação Interpolada 7°C	Temperatura de Evaporação 10°C
2	1,01	1,18	1,25	1,43	1,50
4	1,25	1,46	1,55	1,77	1,86
6	1,39	1,61	1,71	1,95	2,05
8	1,46	1,7	1,80	2,05	2,15
10	1,49	1,73	1,83	2,08	2,19

FONTE – DANFOSS FOLHETO TÉCNICO RK.0X.A5.28, 2002. p. 12.

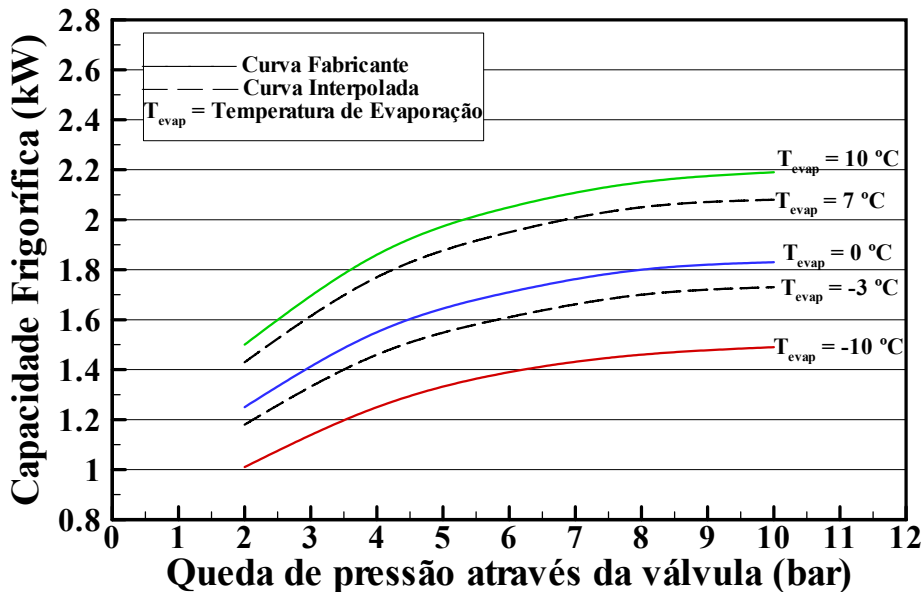


Figura 6. Capacidade em kW para uma determinada diferença de pressão através da válvula TEN2 orifício nº 1.

FONTE – DANFOSS FOLHETO TÉCNICO RK.0X.A5.28, 2002. p. 12.

A Tabela 2 fornece a diferença de pressão através da válvula e a temperatura de evaporação em função da carga térmica aplicada.

Tabela 2. Diferença de pressão e temperatura de evaporação através da válvula de expansão termostática TEN2 orifício nº 1 em função do aumento gradual da carga térmica.

Carga Térmica (W)	1500	1900	2300	2800
Temperatura de Evaporação (°C)	-3,3	0,80	3	7
Queda de pressão através da válvula (bar)	12,17	12,52	13,31	14,35

A redução do grau de superaquecimento como consequência da redução da carga térmica se deve ao modo como a válvula termostática responde às solicitações de cargas térmicas reduzidas.

Válvulas termostáticas não apresentam características de antecipação e compensação, ou seja, não são capazes de responder instantaneamente a variações térmicas no evaporador e impedir variações em torno do ponto de controle. Isso significa que sempre haverá um tempo de atraso entre a demanda e a resposta da válvula.

Admitindo que haja um aumento na temperatura do gás na sucção em decorrência do aumento do grau de superaquecimento, o intervalo de tempo entre o instante em que o bulbo detecta o aumento no superaquecimento e



provoca a abertura da válvula faz com que o superaquecimento aumente ainda mais. Em resposta ao aumento do superaquecimento durante o tempo de atraso, o obturador da válvula move-se com maior intensidade na direção da abertura fazendo com que o evaporador receba mais fluido refrigerante que o necessário para a carga térmica estabelecida. Com o aumento da vazão de fluido refrigerante o superaquecimento diminui fazendo com que a válvula responda no sentido de fechamento, porém entre a detecção do bulbo e o fechamento da válvula existe o atraso fazendo com que a válvula continue a alimentar o evaporador. A tendência na variação da vazão do fluido frigorífico torna-se mais crítica quanto menor for o grau de superaquecimento ajustado e menor a carga térmica no evaporador. Aliado ao fato acima, pode-se verificar que a capacidade da válvula para a carga térmica de 1500 W, temperatura de ebulição – 3,3°C e queda de pressão de 12,17 bar corresponde a 1730 W evidenciando assim a tendência ao aumento da carga de fluido frigorífico no evaporador.

Em relação ao aumento do superaquecimento para a carga térmica de 2800 W, é possível observar que a válvula nessa condição apresenta uma capacidade da ordem de 2080 W em função da queda de pressão através da mesma. Uma vez que essa carga térmica necessita de uma válvula com maior capacidade para manter o superaquecimento de 7°C, a carga de fluido frigorífico no evaporador torna-se insuficiente o que resulta numa elevação do grau de superaquecimento.

#### 4.4.2 Válvula de expansão eletrônica

Uma das maneiras de se medir o desempenho do conjunto controlador-válvula de expansão eletrônica juntamente com os métodos de sintonia propostos está na sua habilidade em reduzir variabilidades do processo. Um parâmetro que permite avaliar o desempenho em malha fechada de um controle denomina-se variabilidade do processo.

Variabilidade do processo pode ser definida como uma medida estatística que mede o modo como o processo está sendo controlado em torno do ponto de ajuste (*set point*). A variabilidade do processo pode ser calculada através da seguinte relação:

$$VP = \frac{2\sigma}{\mu} \tag{2}$$

onde:  $VP$  = Variabilidade do processo em porcentagem;  
 $\sigma$  = Desvio padrão da variável do processo;  
 $\mu$  = Valor do *set point* ou a média da variável do processo.

O desvio padrão ( $\sigma$ ) é um parâmetro estatístico utilizado para medir a dispersão de uma função aleatória e pode ser calculado, conforme Gonçalves Jr. (2001), através da seguinte relação:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2}{n - 1}} \tag{3}$$

onde:  $x_i$  = valor do evento “i”;  
 $\bar{x}$  = valor médio de todos os eventos;  
 $n$  = número de amostras.

Uma vez obtido o grau de superaquecimento por medição com os sensores Pt-1000, a variabilidade do processo foi calculada para os métodos de sintonia propostos. A Tabela 3 fornece os resultados obtidos, nos quais é possível verificar que os dois métodos de sintonia apresentam comportamento similar não sendo possível quantificar diferenças no controle do grau de superaquecimento.

Tabela 3. Variabilidade do processo obtida com a válvula de expansão eletrônica para os métodos de sintonia de Ziegler-Nichols e Bekker et al.

	Carga Térmica Crescente	Carga Térmica Decrescente
Bekker et al.	0,232	0,178
Ziegler-Nichols	0,225	0,157

Através da análise da Tab. 3, é possível observar diferenças na variabilidade do processo para cargas crescente e decrescente. Essa diferença é atribuída a histerese da válvula de expansão eletrônica. A histerese é definida como sendo um fenômeno no qual a resposta de um sistema depende não somente da magnitude da influência externa, mas também do comportamento prévio do sistema. Matematicamente, a resposta a uma influência externa é uma função de duplo valor, isto é, o valor da função depende se a influência externa está em processo de aumento ou diminuição (Entech, 1998).

As Figuras 7 e 8 mostram o comportamento do grau de superaquecimento em função do aumento e redução da carga térmica, respectivamente, com os parâmetros de controle ajustados pelo método de Bekker et al. Observam-se nessas, diferenças nas medidas obtidas para o grau de superaquecimento com a utilização dos termopares e sensores Pt-1000. Essas diferenças de medidas devem-se principalmente às características da aquisição das medidas e das características dinâmicas dos sensores e válvula de expansão eletrônica.

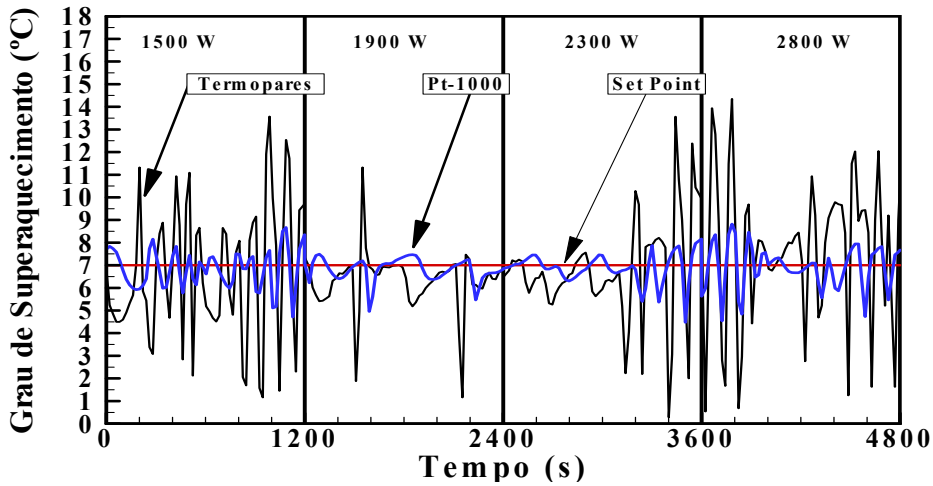


Figura 7. Evolução do grau de superaquecimento para a válvula eletrônica com o aumento gradual da carga térmica utilizando método de sintonia de Bekker et al.

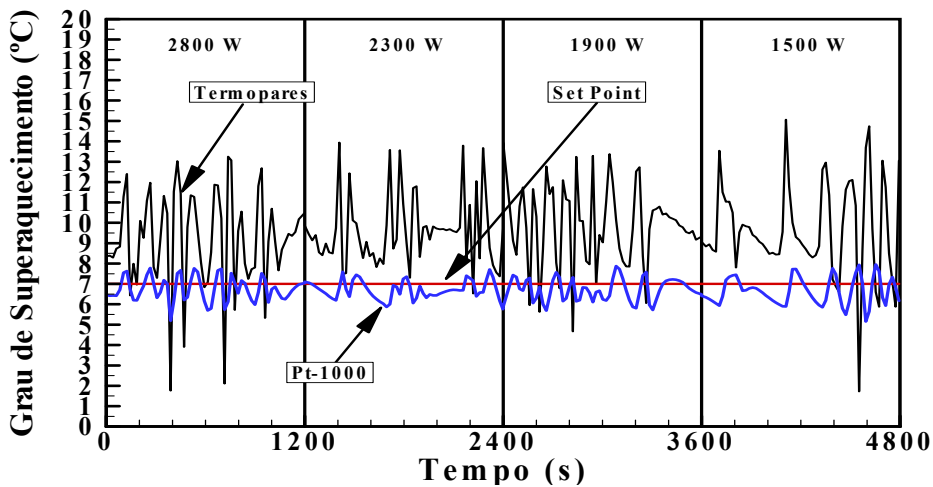


Figura 8. Evolução do grau de superaquecimento para a válvula de expansão eletrônica com a redução gradual da carga térmica utilizando método de sintonia de Bekker et al.

As Figuras 9 e 10 mostram o comportamento do grau de superaquecimento em função do aumento e redução da carga térmica, respectivamente, com os parâmetros de controle ajustados pelo método de Ziegler-Nichols. Nelas observam-se, também, diferenças nas medidas do grau de superaquecimento utilizando termopares e os sensores Pt-1000.

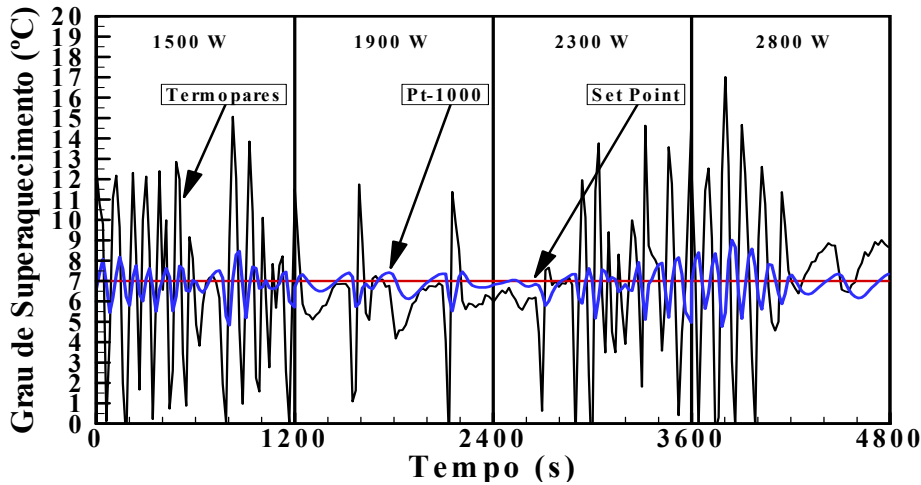


Figura 9. Evolução do grau de superaquecimento para a válvula expansão eletrônica com o aumento gradual da carga térmica utilizando o método de sintonia de Ziegler-Nichols.

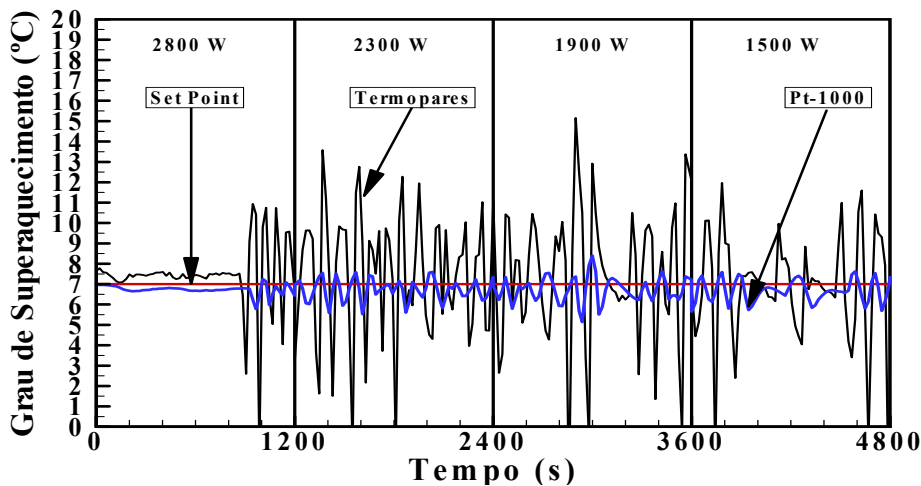


Figura 10. Evolução do grau de superaquecimento para a válvula de expansão eletrônica com a redução gradual da carga térmica utilizando o método de sintonia de Ziegler-Nichols.

Essas diferenças de medidas também foram atribuídas a característica da aquisição das medidas e da dinâmica dos sensores e da válvula de expansão eletrônica.

Sensores de temperatura são fortemente afetados por fatores como: condutibilidade térmica do elemento primário, variações do meio que afetam as condições de transferência de calor para o elemento primário e a localização do sensor.

Além disso, sensores não respondem instantaneamente a mudanças nos parâmetros físicos que estão medindo. O parâmetro mais importante que caracteriza a rapidez com que o sensor detecta mudanças ocorridas no meio é a constante de tempo, quanto menor, mais rápida a resposta do sensor.

Pode-se concluir, então, que as características dos sensores e a maneira como eles estão instalados na máquina frigorífica influenciam diretamente nos valores medidos do grau de superaquecimento. Os termopares e sensores Pt-1000 apresentam constantes de tempos diferentes, quais sejam, 0,3 s para o termopar no ar e 10 s para o sensor Pt-1000 fixado no tubo, respectivamente.

Para um elemento primário imerso em um fluido, a temperatura indicada por um sensor, conforme Doebelin (1990), é representada por:

$$\frac{T_{ind}}{T_{atual}}(s) = \frac{1}{\theta_s s + 1} \tag{4}$$

$$\theta_s \triangleq \frac{M.C}{U.A} \tag{5}$$

onde:  $T_{ind}$  = Temperatura indicada pelo sensor;  
 $T_{atual}$  = Temperatura atual do fluido adjacente ao elemento primário;  
 $\theta_s$  = Constante de tempo do sensor;  
 $M$  = Massa do elemento primário;  
 $C$  = Calor específico do elemento primário;  
 $U$  = Coeficiente global de transferência de calor;  
 $A$  = Área de transferência de calor.

Pode-se verificar, pela análise da Eq. (5), que a velocidade de resposta de um sensor imerso em um fluido depende exclusivamente do valor de  $U$ , uma vez que,  $M$ ,  $C$  e  $A$  são constantes para um determinado sensor. O coeficiente  $U$  depende das características dinâmicas e geométricas do escoamento onde o sensor está imerso, como velocidade média do fluido e posição do sensor no escoamento.

Conclui-se, então, que os sensores Pt-1000 impõem um atraso na malha de controle com a válvula de expansão eletrônica e um amortecimento na curva do grau de superaquecimento.

A análise seguinte é no sentido de explicar as causas das variações bruscas no grau de superaquecimento medida pelos termopares com a válvula eletrônica, fato que não ocorreu na operação com a válvula termostática. As variações são decorrentes das oscilações na vazão de fluido refrigerante produzidas pela válvula de expansão TQ5-1. Essas oscilações são causadas principalmente pela variação brusca (não linear) na área de escoamento do fluido entre o assento e o obturador de uma válvula superdimensionada. Válvulas superdimensionadas apresentam um elevado ganho, reduzindo a flexibilidade do controlador e aumentando a variabilidade do grau de superaquecimento.

O ganho da válvula pode ser definido como:

$$K_v = \frac{\Delta \dot{m}}{\Delta a} \tag{6}$$

onde:  $\Delta \dot{m}$  = Variação da vazão;  
 $\Delta a$  = Variação na abertura da válvula.

Pela Equação (6), verifica-se que, numa válvula com ganho elevado, um pequeno incremento na abertura da válvula produz um aumento significativo na vazão do fluido. O superdimensionamento da válvula TQ5-1 está caracterizado na Tab. 4 que mostra que a sua capacidade máxima é de 13 kW, enquanto as exigências de carga térmica do evaporador não ultrapassam 2,8 kW como mostrado na Tab. 5.

Tabela 4. Capacidade em kW como função da diferença de pressão através da válvula TQ5-1

$\Delta P$ (bar)	Diferença de Pressão ( $\Delta P$ ) Através da Válvula em bar							
	2	4	6	8	10	12	14	16
Capacidade (kW)	8	11	12	12	13	13	12	12

FONTE – DANFOSS TECHNICAL LEAFLET RD.8A.L1.04, 2001. p. 6.

Tabela 5. Diferença de pressão em bar através da válvula em função da carga térmica e do método de sintonia.

	Carga Térmica (W)			
	1500	1900	2300	2800
Ziegler – carga crescente	10,90	11,30	11,80	12,40
Ziegler – carga decrescente	11,70	12,40	13,00	13,50
Bekker – carga crescente	10,85	11,15	11,70	12,35
Bekker – carga decrescente	10,70	11,40	11,90	12,25

Fabricantes de válvulas de controle recomendam que a válvula seja especificada para operar na faixa de 30 e 75% da sua capacidade máxima de vazão. Assim, a potência térmica mínima no evaporador deveria ser de 3900 W, bem superior aos 1500 W dos testes.

#### 4. CONCLUSÕES

A metodologia apresentada permitiu avaliar o comportamento das válvulas termostática e eletrônica operando em regime permanente ou transiente e sob condições de carga térmica variável.

No que diz respeito à válvula de expansão termostática operando com carga térmica variável, verificou-se uma redução do grau de superaquecimento com a diminuição da carga térmica e um aumento do superaquecimento com o aumento da carga térmica em relação ao ponto inicial de ajuste. A redução foi consequência do tempo de atraso entre a demanda e a resposta da válvula aliada à superioridade da capacidade da mesma para as correspondentes cargas térmicas utilizadas. O aumento do grau de superaquecimento foi atribuído à insuficiência da válvula em alimentar corretamente o evaporador uma vez que a mesma apresentava uma capacidade inferior para as cargas térmicas utilizadas. Com este comportamento caracteriza-se que válvulas termostáticas não são capazes de garantir uma vazão correta quando trabalham com carga térmica variável.

Com relação à válvula de expansão eletrônica, os resultados experimentais demonstraram a importância da caracterização dinâmica do evaporador juntamente com a válvula eletrônica e os sensores. A variação do grau de superaquecimento observado refere-se à dinâmica dos sensores e da válvula de expansão eletrônica evidenciado pelo superdimensionamento da mesma.

Este fato contradiz muitos fabricantes de válvula de expansão eletrônica, uma vez que os mesmos atribuem o controle do grau de superaquecimento de suas válvulas como independentes da carga térmica utilizada no evaporador, o que através dos resultados experimentais não pode ser comprovado.

#### 5. REFERÊNCIAS

- Bekker, J. E.; Meckl, P. H.; Hitle, D. C., 1991, "A tuning method for first-order processes with PI controllers", ASHRAE Transactions, v. 97, part 2, p. 19-23.
- Broersen, P. M. T., Van Der Jagt, M. F. G., 1980, "Hunting of evaporators controlled by a thermostatic expansion valve", ASME Transactions, v. 102, p. 130-135.
- Doyle, C. J.; FINN, Donal P., 2000, "Control and optimization issues associated with algorithm-controlled refrigerant throttling devices", ASHRAE Transactions, v. 106, part 1, p. 1-10.
- Danfoss, 1995, "Electronic system for evaporator liquid injection", Manual RS.1D.A2.02, Denmark: [s.n].
- Danfoss, 1999, "Temperature sensors type AKS and ESM", Data sheet, Denmark: [s.n].
- Danfoss, 2001, "Electronically operated expansion valves – TQ, PHTQ", Technical leaflet RD.8A.L1.04, Denmark: [s.n].
- Danfoss, 2002, "Controles automáticos para instalações de refrigeração e sistemas de ar condicionado", Catálogo técnico, São Paulo: [s.n].
- Doebelin, E. O., 1990, "Measurement systems – application and design", McGraw-Hill Book, 4. ed. Singapore, 428 p.(xxx)
- Entech, 1998, "Control valve dynamic specification", Data sheet, Toronto: [s.n].
- Fisher Controls International, Inc, 2001, Control valve performance. In: \_\_\_\_\_. "Control valve handbook", 3. ed., Marshalltown: [s.n.], chapter 2, p. 23-39.
- Gonçalves Jr., A. A., 2001, "Metrologia", Notas de aula, Florianópolis: LabMetro, 117 p.
- Maia, A. A. T., 2000, "Estudo experimental do comportamento transiente do conjunto evaporador-válvula de expansão", Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica UFMG, Belo Horizonte.
- Maxwell, G. M., Shapiro, H. N., 1989, "Dynamics and control of a chilled water coil", ASHRAE Transactions, v. 95, part 1, p. 1243-1255.
- Ogata, K., 1993, "Engenharia de controle moderno", Prentice hall do Brasil Ltda, 2 ed., Rio de Janeiro, 781p.
- Pedersen, P. H., Poulsen, C. S., Gundtoft, S., 1999, "Refrigerator and freezers with variable speed compressors", International Congress Of Refrigeration IIR/IIF, 20<sup>th</sup>, Sydney, paper code 153, preprints, pp. 1-7.
- Pena, R. T., Aguirre, L. A., 1997, "Modelagem matemática de sistemas", Notas de aula, Belo Horizonte: Departamento de engenharia eletrônica da UFMG.
- Resende, B. A., 2001, "Desenvolvimento de modelo matemático para controle do grau de superaquecimento em um evaporador alimentado por uma válvula de expansão eletrônica", Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica UFMG, Belo Horizonte.
- Riveland, M., 1985, "Fundamentals of valve sizing for liquids", Technical monograph 30, Fisher-Rosemount, Marshalltown, 9 p.
- Schmidt, F., 1999, "Optimal control of electronic expansion valves in modern low charge evaporator systems requires fast reacting expansion valves and new controller design", International Congress Of Refrigeration IIR/IIF, 20<sup>th</sup>, Sydney, , paper code 394, preprints, pp. 1-8.
- Ziegler, J., Nichols, N., 1942, "Optimum settings for automatic controllers", ASME Transactions, v. 64, 759.

## COMPARATIVE ANALYSIS OF THE PERFORMANCES OF VALVES OF THERMOSTATIC EXPANSION AND VALVE OF ELECTRONIC EXPANSION IN A REFRIGERATING MACHINE

### Geraldo Augusto Campolina França

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
6627, Antônio Carlos Avenue  
31270-901 – Belo Horizonte-MG – Brazil  
E-mail: [franca@demec.ufmg.br](mailto:franca@demec.ufmg.br)

### Luiz Machado

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS  
6627, Antônio Carlos Avenue  
31270-901 – Belo Horizonte-MG – Brazil  
E-mail: [luizm@demec.ufmg.br](mailto:luizm@demec.ufmg.br)

### Ralney Nogueira de Faria

UNIVERSIDADE DE ITAÚNA – Mechanical Engineering  
MG 431 Road – km 45 – Postal box 100  
35680-142 – Itaúna-MG – Brazil  
E-mail: [ralney@uit.br](mailto:ralney@uit.br)

**Abstract:** Thermostatic expansion valves and capillary tubes are devices used in the control and optimization of refrigerant fluids within the system of compressed vapour. In searching for energy efficiency new devices and strategies for refrigerant fluid control systems are being developed. Electronic expansion valves show promising alternatives to thermostatic expansion valves and capillary tubes. Their use can significantly reduce energy consumption together with cost reduction in maintenance, especially when the capacity of the refrigeration unit is assisted by a variable rotating compressor. The success of electronic expansion valves depends essentially on the understanding of the dynamic behavior of several components, which forms the basis of electronic control systems.

In this research there was a theoretical and experimental analysis of comparative performance between thermostatic expansion valve and electronic expansion valve, when both systems were operated in either steady or transient mode with a variable thermic charge within the evaporator and used in a variable thermic charge water-water refrigerator unit. It was noticed that superheating was directly linked and influenced by several components in the basic electronic system of control. There were two control methods investigated (1) Ziegler-Nichols (2) Bekker which have value parameters identical to those of a PI controller. This research and experimental development was conducted in the Refrigeration Laboratories of the Mechanical Engineering Faculty at UFMG.

**Key Words:** *Expansion valves, Variable thermic charge, Superheating, Refrigerating machine*

# UTILIZAÇÃO DE BOMBAS CAPILARES EM CIRCUITOS SECUNDÁRIOS DE TRANSFERÊNCIA DE CALOR PARA SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

**Gustavo Portella Montagner**

**Cláudio Melo**

Universidade Federal de Santa Catarina,  
Departamento de Engenharia Mecânica,  
88040-900 – Florianópolis – SC  
[melo@polo.ufsc.br](mailto:melo@polo.ufsc.br)

**Resumo:** O objetivo deste trabalho é investigar as características de funcionamento de uma CPL (Capillary Pumped Loop) como um circuito secundário de transferência de calor para sistemas alternativos de refrigeração. Um protótipo de um circuito CPL foi projetado e construído e exposto a condições específicas de funcionamento exigidas pelo setor da refrigeração. Os testes realizados permitiram identificar os limites de funcionamento para cada configuração do sistema. Tais testes permitiram também a identificação de falhas e geraram propostas de melhorias para tornar a operação do conjunto confiável numa ampla faixa de condições de operação.

**Palavras chave:** CPL, capillary pumped loop, bomba capilar, sistema secundário de transferência de calor

## 1. Introdução

A história mostra que o homem tem buscado dominar os princípios de refrigeração desde os primórdios da civilização, visando, primeiramente, a conservação de alimentos. Para tanto, era feito uso da neve ou do gelo, disponíveis em zonas específicas do globo terrestre, os quais podiam ser usufruídos por todos aqueles com poder e recursos para obtê-los.

Com o passar do tempo, a refrigeração evoluiu, tornando-se independente da natureza para o *fornecimento de frio* em 1862, quando surgiu a primeira máquina de refrigeração. Entretanto, deve-se ressaltar que a utilização do gelo natural continuou até o início do século XX, época em que as 10 maiores empresas da bolsa de valores de Nova York ainda o explorava comercialmente.

O desenvolvimento dos sistemas de refrigeração trouxe consigo problemas ambientais consideráveis. Isso motivou a busca por tecnologias alternativas de refrigeração e também por novos fluidos refrigerantes. Somado a isto, com as perspectivas de escassez das fontes de energia devido ao aumento da demanda, da limitação das reservas de petróleo e dos rígidos controles ambientais relativos à produção energética, passou a ser imperativo que os sistemas de refrigeração se tornassem o mais eficiente possível.

Novas tecnologias para a geração de frio, com características inovadoras quanto à eficiência energética e ao uso de substâncias não nocivas ao meio ambiente têm surgido com certa regularidade. Todas essas tecnologias, entretanto, operam gerando duas regiões, uma quente e outra fria, ambas na máquina de refrigeração. Isso cria a necessidade de sistemas secundários de transferência de calor para comunicar a região fria com o compartimento refrigerado e a região quente com o ambiente externo. Tal necessidade exige o desenvolvimento de sistemas secundários de transferência de calor compactos, passivos, de capacidade de transferência de calor elevada e com reduzida diferença de temperatura entre as partes trocando calor.

Entre as tecnologias existentes para a produção de frio a refrigeração por compressão mecânica de vapores é, ainda, a mais comum, podendo ser encontrada na grande maioria dos refrigeradores e condicionadores de ar. Neste sistema, o fluido de trabalho circula no trocador de calor situado no ambiente a ser refrigerado (evaporador), absorvendo calor  $Q_L$  e, após ser comprimido, circula no trocador que se encontra no ambiente externo (condensador) onde o calor  $Q_H$  é rejeitado. Neste caso, um único fluido de trabalho é empregado em todo o sistema de refrigeração não havendo, portanto, a necessidade de sistemas secundários de transferência de calor.

Entretanto, todos os sistemas alternativos de refrigeração exigem sistemas secundários de transferência de calor. A Figura 1 ilustra um sistema secundário de transferência de calor para um sistema genérico de refrigeração.

O sistema é chamado *secundário* porque emprega fluidos com propriedades termofísicas convenientes para o transporte de calor no nível de temperatura exigido para o funcionamento do sistema e sem qualquer relação com o fluido de trabalho empregado na máquina de refrigeração, quando este existe.

Como exemplos de sistemas de refrigeração alternativos podem ser citados os sistemas Stirling, Termoelétrico, Termoacústico, Magnetocalórico e Eletrocalórico.

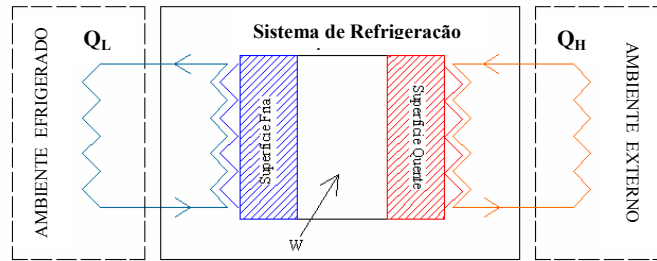


Figura 1 – Aplicação de trocadores de calor secundários em sistemas de refrigeração

Transferir energia entre as superfícies do sistema de refrigeração e os ambientes externo e interno não é, entretanto, uma tarefa fácil. Dois pontos principais devem ser observados: (i) o processo de transferência de calor exige uma diferença de temperatura entre as superfícies e os ambientes externo e interno, o que gera irreversibilidades termodinâmicas; (ii) as resistências de contato restringem o processo de transferência de calor e elevam ainda mais o diferencial de temperatura exigido.

Estas limitações são ilustradas na Figura 2, onde observa-se que para transportar calor de um reservatório térmico de baixa temperatura à  $T_{gab}$  para um reservatório térmico de alta temperatura à  $T_{amb}$ , a superfície fria da máquina de refrigeração deve estar à uma temperatura  $T_C$  inferior à  $T_{gab}$  enquanto que a superfície quente deve estar à uma temperatura  $T_H$  superior à  $T_{amb}$ . Isto gera dois diferenciais de temperatura,  $\Delta T_{amb}$  e  $\Delta T_{gab}$ .

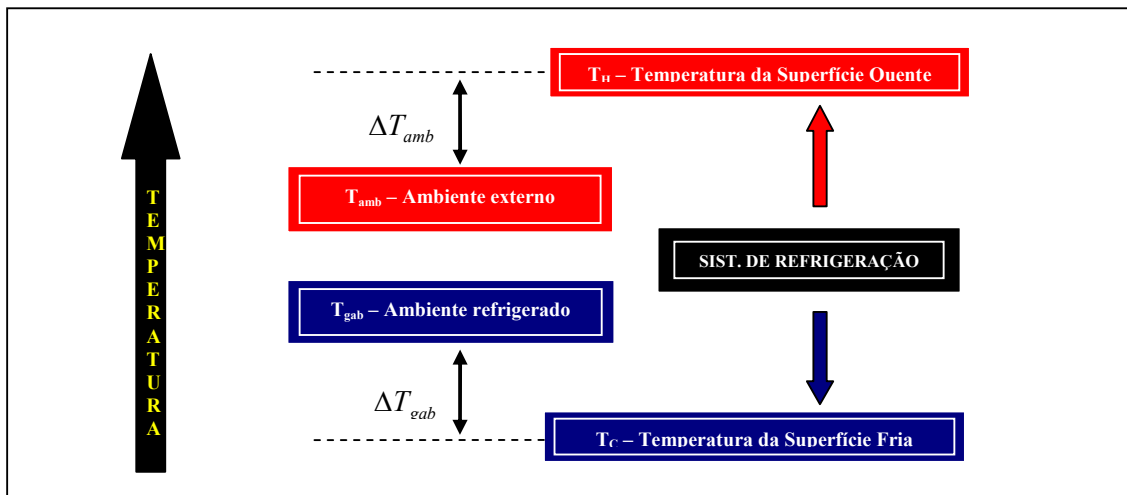


Figura 2 – Diferenciais de temperaturas num sistema de refrigeração

A resistência de contato eleva ainda mais os diferenciais de temperatura  $\Delta T_{amb}$  e  $\Delta T_{gab}$ , devido a necessidade de redução de  $T_C$  e de elevação de  $T_H$ .

Para ilustrar a influência dos trocadores de calor no desempenho do sistema, pode-se considerar o COP de Carnot (Equação 1), o qual indica o melhor desempenho possível para um sistema de refrigeração.

$$COP_{CARNOT} = \frac{T_{gab}}{T_{amb} - T_{gab}} \quad (1)$$

Considerando  $T_{gab} = -18^\circ\text{C}$  (255K) e  $T_{amb} = 32^\circ\text{C}$  (305K), o  $COP_{Carnot}$  seria então de:

$$COP_{carnot} = \frac{T_{gab}}{T_{amb} - T_{gab}} \quad COP_{CARNOT} = \frac{255}{305 - 255} \quad COP_{CARNOT} = 5,1 \quad (2)$$



Considerando diferenciais de temperatura  $\Delta T_{amb}$  e  $\Delta T_{gab}$  de 10°C nos trocadores de calor, atinge-se o seguinte coeficiente de performance:

$$COP_{SIS} = \frac{T_C}{T_H - T_C} \quad COP_{SIS} = \frac{245}{315 - 245} \quad COP_{SIS} = 3,5 \quad (3)$$

Observa-se portanto uma redução de 30% no COP do sistema (de 5,1 para 3,5) apenas pela utilização de trocadores de calor reais. Percebe-se, portanto, que quanto mais eficiente for o sistema secundário de transferência de calor, também o será o sistema de refrigeração.

Para entender o impacto dos sistemas secundários de transferência de calor sobre o desempenho do sistema de refrigeração, considere a transferência de calor da superfície quente do sistema para o ambiente externo, ou seja,

$$Q_H = UA \cdot \Delta T_{amb} \quad (4)$$

Onde:  $Q_H$  – taxa de transferência de calor entre o sistema de refrigeração e o ambiente externo  
 $U$  – coeficiente global de transferência de calor  
 $A$  – área de transferência de calor  
 $\Delta T_{amb} = (T_H - T_{amb})$  – diferença de temperatura entre a superfície quente e o ambiente externo

A Equação 4 mostra que para reduzir  $\Delta T_{amb}$ , mantendo a mesma taxa de transferência de calor  $Q_H$ , deve-se aumentar o parâmetro  $UA$ . O coeficiente global “U” pode ser melhorado através do uso de materiais de alta condutividade térmica ou através do aumento do coeficiente de transferência de calor por convecção. Já o aumento da área de troca “A” nem sempre é possível devido aos custos e a atual tendência de miniaturização dos equipamentos.

Esforços vêm sendo feitos no sentido de desenvolver sistemas secundários de transferência de calor com as seguintes características: (i) altas taxas de transferência de calor utilizando processos de mudança de fase, (ii) sistemas passivos, ou seja, sem consumo de energia, (iii) diferencial de temperatura mínimo entre as superfícies do sistema de refrigeração e os ambientes externo e interno e (iv) fluido de trabalho que não agrida o meio-ambiente.

A Figura 3 ilustra um esquema de um sistema secundário de transferência de calor genérico aplicável à superfície quente do sistema de refrigeração e que obedece, em linhas gerais, as características citadas anteriormente. Uma quantidade de calor  $Q_H$  deve ser transferida da superfície quente do sistema de refrigeração para o ambiente externo, que se encontra a uma temperatura  $T_{amb}$ , mantendo a temperatura desta superfície em  $T_H$ . Para tanto, o calor  $Q_H$  é transferido da superfície quente para o evaporador onde ocorre a vaporização do fluido de trabalho. Este vapor é então deslocado para o condensador, onde será dissipado para o ambiente. O fluido condensado retorna então ao evaporador, reiniciando assim o processo.

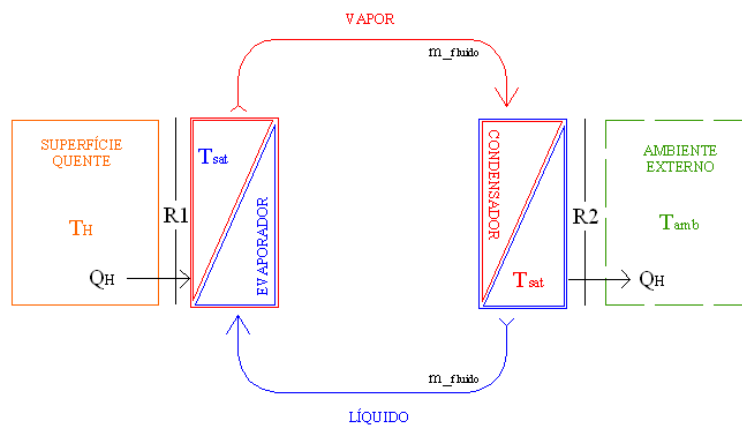


Figura 3 – Sistema secundário de transferência de calor genérico

Observa-se que (i) o fluido deve circular no sistema com consumo mínimo senão nulo de energia elétrica e (ii) que o sistema proposto é constituído por dois trocadores de calor (o evaporador e o condensador), onde existem duas resistências térmicas  $R_1$  e  $R_2$ , representadas na Figura 4. Tais resistências geram uma diferença de temperatura  $\Delta T_{amb}$  que é, por sua vez, composta pelas diferenças entre as temperaturas da superfície quente do sistema de refrigeração e o fluido de trabalho, que está à uma temperatura de saturação  $T_{sat}$ , e deste com o ar do ambiente externo.

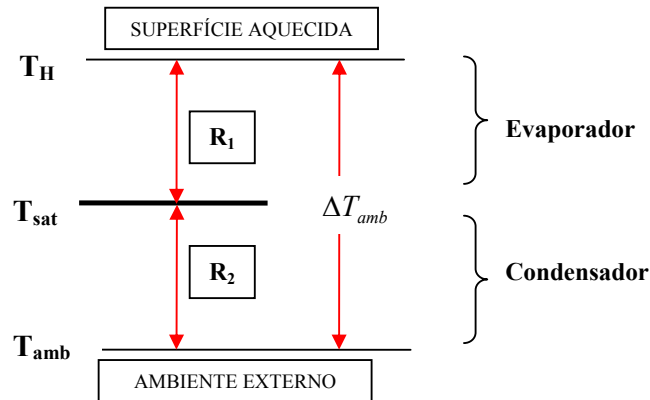


Figura 4 – Diferenças de temperatura num sistema secundário de transferência de calor

O foco deste trabalho está voltado para sistemas secundários de transferência de calor especificamente para o lado quente do sistema de refrigeração. A idéia principal é explorar formas alternativas de transporte de calor que gerem um diferencial de temperatura mínimo entre os trocadores de calor, não consumam energia e que possam ser aplicadas em sistemas com capacidade de refrigeração de até 600W.

## 2. Revisão Bibliográfica

Alguns conceitos de sistemas secundários de transferência de calor são amplamente conhecidos e utilizados em aplicações aeroespaciais. Com o barateamento dos custos de produção, alguns desses conceitos se tornaram também alternativas para o controle térmico de dispositivos eletrônicos, os quais exigem dimensões reduzidas e altas taxas de transferência de calor. Como exemplos de sistemas secundários de transferência de calor podem ser citados: Termosifão, Bombeamento Bifásico (2PPL), Heat Pipe (HP), Loop Heat Pipe (LHP) e Capillary Pumped Loop (CPL).

Dentre estes, os conceitos de LHP e de CPL se assemelham, sendo ambos evoluções do conceito de Heat Pipe. Como vantagem desses sistemas pode-se citar: (i) tolerância a inversão do loop, isto é, condensador situado em um nível inferior ao evaporador; (ii) possibilidade de utilização de dutos flexíveis para o transporte do fluido de trabalho, admitindo layouts complexos; (iii) separação das linhas de vapor e líquido o que reduz a perda de carga por interação entre as fases; (iv) tolerância à presença de gases incondensáveis no circuito; (v) sistema inteiramente passivo (Nikitkin e Cullimore, 1998).

Chen e Lin (2001) utilizaram um circuito CPL para o arrefecimento de chips de computador. Eles utilizaram um elemento poroso de polietileno e FC72 como fluido de trabalho e variaram a potência aplicada, a diferença de nível entre o evaporador e o condensador e a carga de refrigerante. Eles concluíram que era possível dissipar 40W com a superfície quente sendo mantida abaixo de 100°C. Um  $\Delta T_{amb}$  de aproximadamente 60°C foi observado. Apesar deste valor ser muito superior aos valores aceitáveis para sistemas de refrigeração, o trabalho em questão fornece informações interessantes relativas ao funcionamento do sistema, como potência e tempo mínimos para inicialização (start up) e influência do volume do circuito no funcionamento geral do sistema. Além disso, a utilização de um elemento poroso de polietileno, contrastando com os usuais metais sinterizados, fornece uma fonte de comparação especialmente importante.

O controle da temperatura de operação do circuito foi estudado por Wolf e Bienert (1994) que compararam o comportamento de um sistema LHP trabalhando com auto regulagem e com um controle de temperatura ativo aplicado no reservatório. No caso da auto regulagem, a temperatura ficou susceptível às variações das condições do meio de rejeição de calor. A aplicação do controle ativo no reservatório tornou a temperatura de operação independente das condições do meio externo. A temperatura externa foi variada entre -38°C a +30°C, a potência entre 10W à 240W e o desnível entre o evaporador e o condensador foi também variado. O sistema era composto por um elemento poroso de níquel e a amônia foi utilizada como fluido de trabalho.

Maidanik et al (1994) também estudaram métodos de regulagem da temperatura de operação do LHP, utilizando R-152-a como fluido de trabalho e níquel como elemento poroso. Ratificando as conclusões de Wolf e Bienert (1994), eles

mostraram que o controle ativo é eficiente, permitindo o controle da temperatura de operação do LHP numa ampla faixa de variação das condições externas. Eles mostraram também que a energia gasta com o processo de regulação é ínfima quando comparada com a energia transportada pelo sistema.

Cheung et al (1998) estudaram as características operacionais de um LHP com elemento poroso sinterizado em níquel. Eles mostraram que a presença de vapor no evaporador influencia o start up e modifica as condições de operação do sistema. Eles mostraram também que variações acentuadas na potência aplicada, provocam histerese na temperatura de operação, o que pode ser um problema em aplicações que exijam um maior controle de temperatura numa ampla faixa de operação. Foram utilizadas potências na faixa de 5W a 700W e a temperatura do ambiente externo foi variada entre  $-5^{\circ}\text{C}$  à  $25^{\circ}\text{C}$ .

As características de operação e a interação entre os componentes do LHP foi o objetivo do trabalho de Ku (1999). Neste trabalho, os parâmetros do elemento poroso foram levados em consideração, mostrando que a pressão capilar é inversamente proporcional ao diâmetro do poro. Por esta razão, materiais sinterizados têm tido grande aplicação como elemento poroso. O ângulo de contato do fluido de trabalho com o elemento poroso também afeta a capacidade de bombeamento do sistema. A capacidade do condensador, assim como a migração de calor para o reservatório, se mostraram variáveis importantes já que o correto funcionamento do sistema depende do subresfriamento do líquido na entrada do elemento poroso. A histerese na temperatura observada por Cheung et al (1998) foi também analisada neste trabalho.

CPL e LHP clássicos utilizam evaporadores e elementos porosos cilíndricos. Todos os trabalhos citados anteriormente utilizaram este tipo de configuração. Existem, entretanto, diversas aplicações para evaporadores e elementos porosos planos, embora existam poucos estudos a respeito. Delil e Baturkin (2002) estudaram elementos porosos planos, sinterizados a partir de pó e de fibras. Eles mostraram que a taxa de transferência de calor aumentou quando os canais de remoção de vapor foram situados na parede do aquecedor, e não no elemento poroso.

A presença de aletas para facilitar a transferência de calor entre o elemento de aquecimento e o elemento poroso foi o objeto de estudo de Liao e Zhao (1999). A configuração aletada facilitava a evacuação do vapor, mas reduzia a área de transferência de calor pela diminuição do contato entre aquecedor e elemento poroso. O processo de vaporização no elemento poroso e o ponto de ocorrência do *dry out* foram estudados em detalhes. Observou-se que com o aumento da potência aplicada, o coeficiente de transferência de calor do sistema passa por um ponto de máximo, o que afeta diretamente o processo de mudança de fase no elemento poroso. A porosidade e a espessura do elemento poroso foram variadas, assim como também o desnível evaporador/condensador. Neste experimento, a água foi utilizada como fluido de trabalho e as potências foram variadas entre 10W à 300W.

Cerza et al (2001) desenvolveram um trabalho próximo das reais necessidades de um sistema de refrigeração. Neste trabalho explorou-se o efeito da variação da temperatura externa sobre uma CPL, aplicada no arrefecimento de dispositivos eletrônicos de navios. Eles utilizaram um elemento poroso plano em polietileno e água como fluido de trabalho. A potência dissipada variou entre 200W e 800W e a temperatura externa entre  $18^{\circ}\text{C}$  e  $32^{\circ}\text{C}$ . Foi obtido um  $\Delta T_{amb}$  de  $100^{\circ}\text{C}$  para uma potência dissipada de 800W, valor este muito acima do aceitável para um sistema de refrigeração.

Um outro ponto de interesse são os efeitos causados por gases incondensáveis no circuito CPL. Estes gases originam-se a partir de reações químicas entre o fluido de trabalho e os materiais utilizados no sistema. Penetração de ar no circuito é também uma fonte de geração de incondensáveis. Nikitkin et al (1998) mostraram que a presença de gases incondensáveis atrasa o processo de inicialização do sistema, o que foi confirmado por Bumann (1998).

Percebe-se que os trabalhos publicados abrangem diversas particularidades dos sistemas secundários de transferência de calor em diferentes aplicações, mas não especificamente voltadas para o setor da refrigeração. Para tal aplicação deve-se considerar a reunião em um mesmo estudo de algumas particularidades:

- utilização de fluidos de trabalho seguros e que não agridam o meio ambiente (os trabalhos publicados geralmente usam amônia, que é tóxica e inflamável);
- a temperatura ambiente deve estar próxima de  $32^{\circ}\text{C}$  (a maioria dos trabalhos publicados são voltados para aplicações aeroespaciais);
- a temperatura máxima da superfície quente deve se manter abaixo de um certo limite (na maioria dos trabalhos publicados esta variável se situa acima do limite aceitável para o setor de refrigeração);
- altos fluxos de calor;
- presença da gravidade (a aplicação espacial, foco da maioria dos trabalhos, não considera este parâmetro).

### 3. Proposta do Trabalho

Desde que foi criado, o conceito CPL vem sendo pesquisado, primeiramente para aplicações aeroespaciais e posteriormente para a indústria de computadores. O presente trabalho se propõe a estudar uma nova aplicação para o sistema CPL que consiste na sua utilização como um sistema secundário de transferência de calor em novas tecnologias de refrigeração. Este sistema foi escolhido por ser menos complexo e possuir um maior potencial para aplicação em refrigeração, principalmente pela liberdade no posicionamento do reservatório e pela possibilidade de se trabalhar com o evaporador em um nível superior ao condensador.

#### 3.1. O Conceito Capillary Pumped Loop - CPL

Uma CPL é um sistema bifásico que usa a aplicação de calor e as forças geradas pela tensão superficial de um elemento poroso para promover a circulação de um fluido refrigerante num circuito fechado. O diferencial de pressão necessário para a circulação do fluido vem da pressão capilar gerada no menisco que separa as fases líquida e vapor no elemento poroso, localizado no evaporador. A grande diferença entre uma CPL para aplicação aeroespacial de uma para aplicação terrestre é a presença da gravidade. Numa aplicação terrestre o elemento poroso não deve vencer apenas o atrito, mas também as diferenças de altura. Um esquema do sistema em questão pode ser visto na Figura 5.

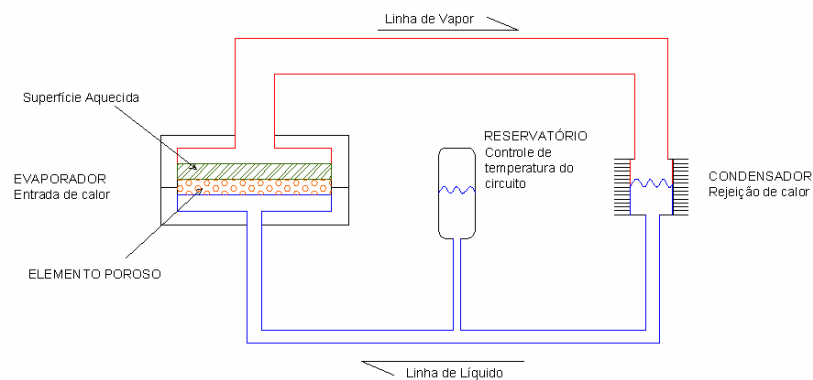


Figura 5 – Esquema de um circuito CPL

Em operação, o fluido de trabalho presente no evaporador da CPL absorve energia da fonte de calor, no caso a superfície quente do sistema de refrigeração, e vaporiza. O vapor flui até o condensador onde é condensado, liberando o calor previamente absorvido no evaporador. O líquido retorna então ao evaporador, completando o circuito.

Além de rejeitar o calor absorvido no evaporador, o condensador também subresfria o fluido refrigerante para evitar a sua vaporização na linha de líquido. O dimensionamento do condensador é importante, pois este limita a capacidade da CPL para uma dada temperatura de operação.

O reservatório é térmica e hidráulicamente conectado ao circuito e tem como função controlar a temperatura de funcionamento e promover a inicialização do sistema (start up). A possibilidade de redistribuição do líquido entre o condensador e o reservatório permite a regulação da condutância do sistema, mantendo a pressão e, conseqüentemente a temperatura do circuito constante. A posição do reservatório é uma das principais diferenças em relação ao LHP já que neste o reservatório está intimamente acoplado ao evaporador. Na CPL o reservatório pode ser posicionado em qualquer lugar, bastando estar acoplado a linha de líquido por uma canalização fina.

Outra característica da CPL é ser um sistema passivo de transporte de energia. Como o agente promotor do movimento do fluido no sistema é a força capilar gerada no elemento poroso, não existe dispêndio de energia com bombeamento.

#### 3.2. Aparato Experimental

A bancada de testes desenvolvida para avaliar o desempenho de sistemas secundários de transferência de calor consiste essencialmente de um circuito de bombeamento bifásico (CPL) e de um circuito de ar (túnel de vento).

##### 3.2.1. Circuito CPL

O circuito CPL é composto basicamente por três componentes, quais sejam: evaporador, reservatório e condensador (Figura 6).

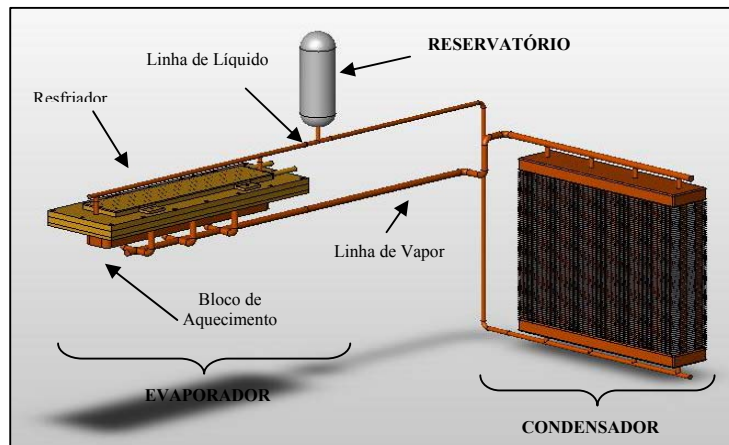


Figura 6 – Capillary Pumped Loop - CPL

O evaporador recebe o líquido proveniente do condensador através da linha de líquido e o distribui na superfície do elemento poroso. No lado oposto da CPL, calor é dissipado no bloco de aquecimento através de resistências elétricas, como forma de simular a superfície quente do sistema de refrigeração. O líquido, recebendo esse calor, evapora e é direcionado para o canal de vapor. A Figura 7 mostra detalhes internos do evaporador. Este componente foi confeccionado em latão, para ser compatível quimicamente com o fluido de trabalho, e é dotado de aletamento interno para intensificar a transferência de calor. A pressão de contato do elemento poroso com o aletado do lado do vapor é uniforme, o que melhora o processo de vaporização e permite a passagem do vapor pelos canais de comunicação com a linha de vapor. O aletado do lado do líquido, além de distribuir o líquido, também auxilia na manutenção do subresfriamento na entrada do elemento poroso. Este subresfriamento é necessário para evitar a formação de vapor neste ponto do evaporador o que viria a paralisar a ação da CPL. O subresfriamento é obtido no condensador, porém, em virtude da existência de transferência de calor do lado de vapor para o de líquido através da estrutura do evaporador, deve-se prever um sistema adicional que seja capaz de manter este líquido subresfriado. O subresfriamento do líquido é mantido a partir do acoplamento de um resfriador à tampa do lado do líquido (Figura 8). A taxa de transferência de calor dissipada pelo resfriador é obtida através da vazão e da diferença de temperatura entre a entrada e a saída do fluido do trocador de calor.

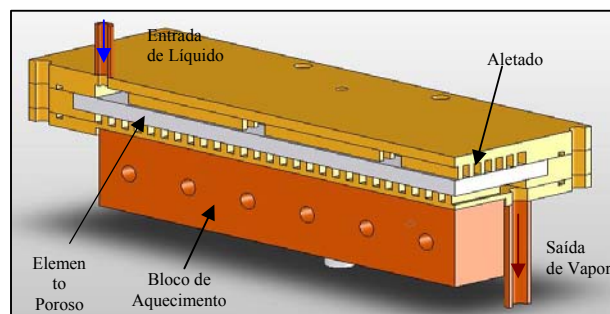


Figura 7 – Detalhamento interno do evaporador

O elemento poroso promove o diferencial de pressão necessário para a circulação do fluido de trabalho. Com o aquecimento de uma das suas superfícies, surge um menisco que separa as fases líquida e vapor. A tensão superficial gera então uma pressão capilar a qual bombeia o líquido inundando os poros. O material empregado foi o polietileno, o qual possui uma baixa condutividade térmica ( $\approx 0,33 \text{ W/m}^{\circ}\text{C}$ ), diminuindo assim a migração de calor da região aquecida para a região líquida do evaporador e prevenindo, portanto, a formação de vapor. Além disso, o diâmetro dos poros, da ordem de 15 a 50 microns, permite a geração de pressões capilares suficientemente altas para o sistema proposto (a pressão capilar é inversamente proporcional ao diâmetro do poro).

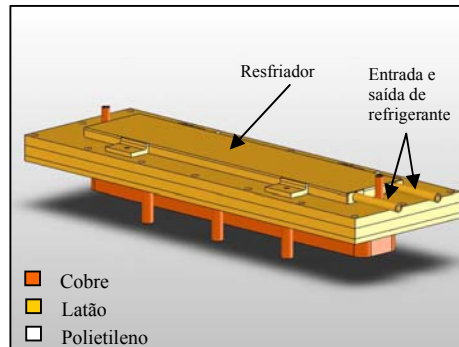


Figura 8 – Resfriador acoplado ao evaporador

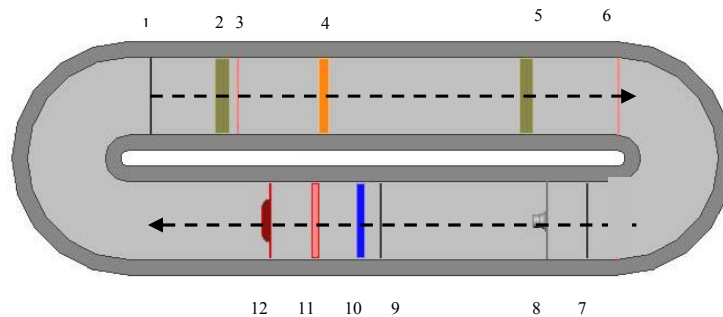
O fluido de trabalho não deve ser agressivo ao meio ambiente e nem trazer riscos ao ser humano. Ao mesmo tempo, deve ser compatível com os materiais utilizados no circuito e possuir propriedades termofísicas adequadas (baixa viscosidade, alta capacidade térmica e alta tensão superficial). Assim, optou-se pelo Etanol ( $C_2H_5OH$ ) para posteriormente realizar testes comparativos com água ( $H_2O$ ).

Todo o sistema foi isolado termicamente, salvo o condensador, que foi posicionado no interior do circuito de ar. Este aspecto é de suma importância para evitar a perda de calor para o ambiente o que geraria indicações errôneas da taxa de transferência de calor do sistema.

### 3.2.2. Circuito de Ar

O circuito de ar é essencialmente um túnel de vento fechado e isolado termicamente, que permite o controle da temperatura e da vazão de ar em circulação. O circuito permite a obtenção da taxa de transferência de calor no lado do ar, variável importante para avaliação das potencialidades do circuito CPL. O dimensionamento térmico baseou-se numa taxa de transferência de calor de 1200W. Os equipamentos de medição e controle foram especificados com base nas normas ANSI/ASHRAE 41.2-1987 (RA 92), ANSI/ASHRAE 37-1988 e ARI Standard 410 – 2001.

Com base na Figura 9, pode-se descrever o funcionamento do circuito de ar. Partindo do ventilador, o ar passa por uniformizadores de velocidade (1) e de temperatura (2) e por uma estação de medição de temperatura (3). Em seguida, o ar passa pelo condensador do circuito CPL (4), onde ganha calor e conseqüentemente tem a sua temperatura elevada. Na seqüência o ar passa por outro uniformizador de temperatura (5), por uma outra estação de medição de temperatura (6), por um outro uniformizador de velocidade (7) e por um bocal (8) que permite a medição da vazão de ar em circulação. Do bocal o ar passa por mais um uniformizador de velocidade (9), por uma estação de resfriamento (9), por uma bateria de resistências elétricas (11), retornando então ao ventilador (12).



- |                                  |                                 |
|----------------------------------|---------------------------------|
| 1 – Uniformizador de Velocidade  | 7 – Uniformizador de velocidade |
| 2 – Uniformizador de Temperatura | 8 – Bocal                       |
| 3 – Medição de Temperatura       | 9 – Uniformizador de velocidade |
| 4 – Condensador da CPL em teste  | 10 – Evaporador                 |
| 5 – Uniformizador de Temperatura | 11 – Resistências               |
| 6 – Medição de Temperatura       | 12 – Ventilador                 |

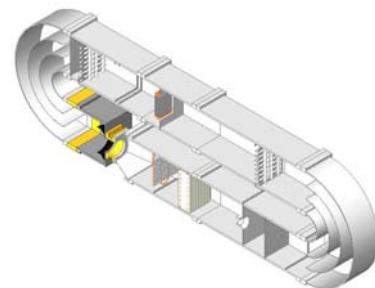


Figura 9 – Esquema do circuito de ar

#### 4. Metodologia de Teste

O objetivo dos testes é avaliar a taxa de transferência de calor movimentada pelo circuito CPL com diferentes configurações de matriz porosa, fluido de trabalho, geometria do circuito e temperatura de condensação. Como meta, deseja-se maximizar a taxa de transferência de calor e minimizar a temperatura da interface bloco de aquecimento/evaporador.

Os dois circuitos são monitorados por termopares, transdutores de fluxo de calor, transdutores de pressão e por transdutores de potência para possibilitar a geração dos dados necessários para a realização de balanços térmicos. A potência aplicada no bloco de cobre acoplado ao evaporador da CPL deve ser aproximadamente igual à soma das taxas de transferência de calor no condensador e no resfriador. A diferença deve-se a transferência de calor com o meio ambiente.

$$\dot{Q}_{APLIC} \cong \dot{Q}_{CALC} = \dot{Q}_{CALORIMETRO} + \dot{Q}_{RESFRIADOR} \quad (5)$$

O circuito de ar fornece o valor de  $\dot{Q}_{CALORIMETRO}$  a partir de um balanço de energia no condensador, expresso pela Equação 6, onde  $T_{entrada.ar}$  e  $T_{saida.ar}$  referem-se respectivamente as temperaturas do ar na entrada e na saída do condensador,  $\dot{m}$  é a vazão mássica de ar em circulação e  $Cp_{ar}$  é o calor específico do ar.

$$\dot{Q}_{CALORIMETRO} = \dot{m}_{ar} \cdot Cp_{ar} (T_{saida.ar} - T_{entrada.ar}) = \dot{m}_{ar} \cdot Cp_{ar} \cdot \Delta T_{ar} \quad (6)$$

A densidade ( $\rho_{ar}$ ) e o calor específico ( $Cp_{ar}$ ) do ar foram obtidas considerando o ar como gás ideal. A vazão mássica  $\dot{m}$  foi obtida através da correlação proposta pela norma ANSI/ASHRAE 41.2-1987, alimentada com a diferença de pressão no bocal.

O calor dissipado no resfriador  $\dot{Q}_{RESFRIADOR}$  foi determinado através de duas formas, usando as indicações de transdutores de fluxo de calor e através de um balanço de energia, expresso pela Equação 7.

$$\dot{Q}_{RESFRIADOR} = \dot{m}_{H2O} \cdot Cp_{H2O} (T_{saida.H2O} - T_{entrada.H2O}) \quad (7)$$

onde  $\dot{m}_{H2O}$  representa o fluxo de água no resfriador,  $Cp_{H2O}$  o calor específico da água e  $(T_{saida.H2O} - T_{entrada.H2O})$  a diferença de temperatura da água entre a entrada e a saída do resfriador.

#### 5. Resultados

Diversos testes foram realizados com a seguinte configuração de CPL: elemento poroso em polietileno, diâmetro de poro de 50microns, porosidade de 50%, espessura de 6mm, álcool etílico como fluido de trabalho, desnível nulo entre evaporador e condensador, temperatura de condensação de 25°C, área de transferência de calor de 150cm<sup>2</sup>.

A Figura 10 mostra resultados do balanço de energia, efetuado mediante a aplicação da Equação 5. Observa-se que existe uma diferença de aproximadamente 10% entre os valores reais e calculados, a qual deve-se as perdas de calor para o meio ambiente.

A Figura 11 mostra a temperatura da interface bloco de aquecimento/evaporador em função do fluxo de calor aplicado, onde se pode observar uma temperatura de 75°C para um fluxo de calor máximo de 4,5W/cm<sup>2</sup>. Acima deste valor, o sistema se torna instável com um aumento brusco da temperatura de interface bloco de aquecimento/evaporador, provocado pelo secamento do elemento poroso. Isso ocorre porque com tal taxa de transferência de calor o elemento poroso não consegue fornecer um fluxo de fluido refrigerante suficiente e isso leva a introdução de vapor no elemento poroso.

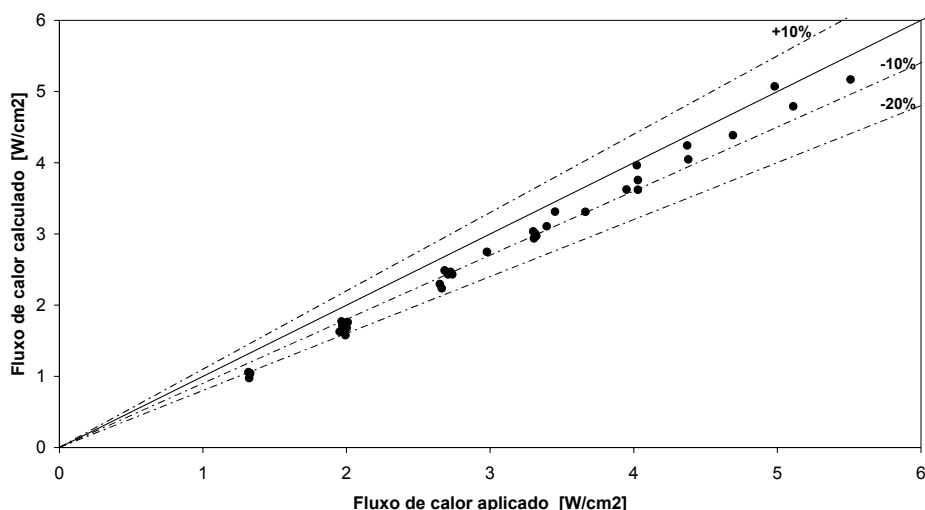


Figura 10 – Balanço de energia no sistema

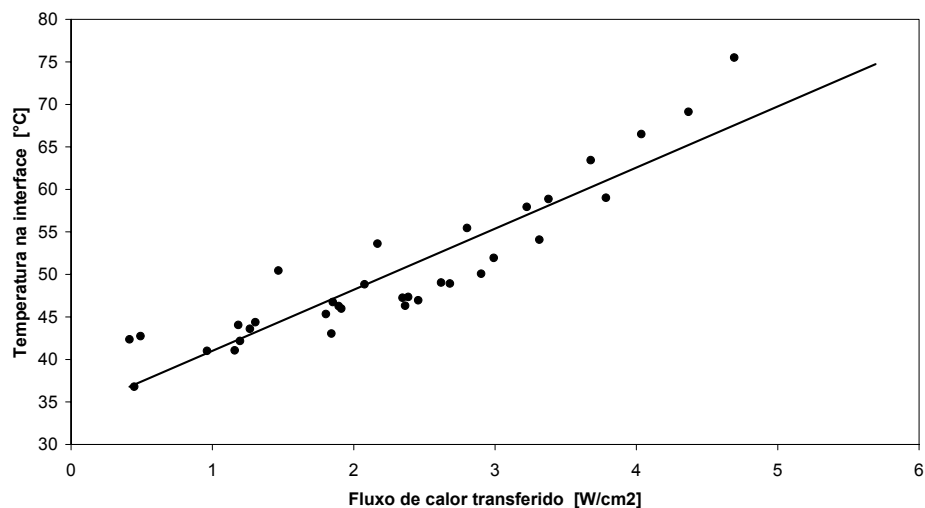


Figura 11 – Temperatura na interface bloco de aquecimento/evaporador versus fluxo de calor transferido

## 6. Conclusões

Os testes executados durante esta primeira fase de experimentos permitiram caracterizar o circuito e averiguar a confiabilidade tanto do funcionamento da bancada quanto da medição das variáveis de interesse.

A configuração proposta suportou um fluxo de calor máximo de  $4,5\text{W}/\text{cm}^2$  o que indica uma deficiência na capacidade de bombeamento do elemento poroso. Isso vai exigir testes com tamanhos de poro menores e com variações de espessura, como forma de se atingir fluxos de calor da ordem de  $8,0\text{ W}/\text{cm}^2$ .

A temperatura da interface bloco de aquecimento/evaporador, por sua vez, também se situou em valores acima do esperado para a prática de refrigeração. Trabalhos visando minimizar a resistência de contato na interface bloco de aquecimento/evaporador vêm sendo realizados, indicando perspectivas animadoras para o futuro.



## 7. Referências

- ANSI/ASHRAE 41.2 (RA 92), 1987, *Standard methods for laboratory airflow measurement*.
- ANSI/ASHRAE 37, 1988, *Methods of testing for rating unitary air-conditioning and heat pump equipment*.
- ARI Standard 410, 2001, *Forced-circulation air-cooling and air-heating coils*.
- Baumann, J.; Cullimore, B.; Yendler, B.; Buchan, E., 1998, "Non condensable gas and adverse tilt effects on the start up of loop heat pipes", SAE 1999-01-2048.
- Cerza, M.; Herron, R.; Harper, J., 2001, "The effect of sink temperatura on a capillary pumped loop employing a fln evaporator and shell and tube condenser", *ASME-International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, New York, 11 – 16/11/2001.
- Chen, P.; Lin, W., 2001, "The application of capillary loop for cooling of electronic components", *Applied Thermal Engineering*, vol 21: 1739-1754.
- Cheung, K.; Hoang, T.; Ku; L., 1998, "Thermal performance and operational characteristics of loop heat pipes", *28th International Conference on Environmental Systems*, Massachusetts – USA, 13-16/07/1998.
- Delil, A.; Baturkin, V., 2002, "Miniature loop heat pipe with a flat evaporator", *12th International Heat Pipe Conference*, Russia, 19-24/05/2002.
- Goncharov, K.; Kotlyarov, E.; Smirnov, F.; Schlitt, R.; Beckmann, K.; Meyer, R.; Müller, R., 1994, "Investigation of temperature fluctuation in loop heat pipes", *24th International Conference on Environmental Systems and 5th European Symposium on Space Environmental Control Systems*, Germany, 20-23/06/1994.
- Ku, J., 1999, "Operating characteristics of loop heat pipes", *29th International Conference on Environment System*, Denver – USA, 12-15/07/1999.
- Liao, Q.; Zhao, T., 1999, "Evaporative heat transfer in a capillary structure heated by a grooved block", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 13(1), pp. 126-133.
- Maidanik, Y.; Fershtater, Y.; Solodovnik, N., 1994, "Design and investigation of methods of regulation of loop heat pipes for terrestrial and space applications", SAE 941407.
- Nikitkin, M.; Bienert, W.; Goncharov, K., 1998, "Non condensable gases and loop heat pipes operation", SAE 981584.
- Nikitkin, M.; Cullimore, B., 1998, CPL and LHP: "What are the differences, what are the similarities?", SAE 981587.
- Wolf, D.; Bienert, W., 1994, "Investigation of temperature control characteristics of loop heat pipes", SAE 941576.

## UTILIZATION OF CAPILLARY PUMPED LOOPS AS SECONDARY HEAT TRANSFER CIRCUITS IN REFRIGERATION SYSTEMS

Gustavo Portella Montagner  
Cláudio Melo  
Federal University of Santa Catarina  
Mechanical Engineering Department  
88040-900 – Florianópolis – SC  
melo@polo.ufsc.br

### Abstract

This work studied the performance characteristics of a CPL (Capillary Pumped Loop) as a secondary heat transfer circuit for alternative refrigeration systems. A CPL prototype was designed and constructed and subjected to specific operation conditions required by the refrigeration sector. The test results provided useful information about the operation limits of each system configuration. Such tests also provided a basis for identifying failures and for improving the circuit in order to expand its application for a broad range of operation condition.

Keywords: CPL, capillary pumped loop, secondary heat transfer systems

## ESTUDO DA INTERAÇÃO ENTRE OS COMPONENTES SOBRE A VAZÃO DE AR EM CIRCULAÇÃO EM UNIDADES CONDENSADORAS

**Gustavo Pöttker**

**Cláudio Melo**

POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina

EMC - Departamento de Engenharia Mecânica

[melo@polo.ufsc.br](mailto:melo@polo.ufsc.br)

**Resumo.** A performance aerodinâmica de duas diferentes unidades condensadoras foi investigada nesse trabalho. Uma câmara de bocais foi construída de acordo com a norma AMCA 210-99 e testes foram realizados com unidades condensadoras, ventiladores axiais e condensadores. Curvas de performance típicas como pressão estática vs. vazão de ar, potência elétrica vs. vazão de ar e perda de carga vs. vazão de ar foram obtidas. O ponto de operação real das unidades condensadoras foi comparado com o obtido através das curvas características do ventilador e do condensador. Concluiu-se que os pontos teórico e real estão próximos somente quando a curva de performance do ventilador é obtida usando a mesma coifa da unidade condensadora.

*Palavras chave:* vazão de ar, câmara de bocais, AMCA 210, ponto de operação, unidade condensadora.

### 1. Introdução

De acordo com o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica do Brasil (PROCEL, 2001), o uso da energia elétrica em residências e em estabelecimentos comerciais foi responsável por, respectivamente, 26% e 16% do consumo total de energia elétrica do Brasil em 2001. Dentro do setor doméstico, a participação de equipamentos de climatização de ar foi de 26%, enquanto no setor comercial, a participação de equipamentos como condicionadores de ar, balcões frigoríficos e expositores refrigerados, foi de 61%. A maior parcela do consumo de energia destes equipamentos concentra-se nas suas unidades condensadoras.

Unidades condensadoras são tipicamente compostas pelo(s) compressor(es), pelo condensador e pelo(s) ventilador(es). O conjunto formado por estes dois últimos equipamentos e por acessórios (coifas, filtros, grades de proteção) é chamado de sistema de ventilação. Este sistema precisa ser adequadamente projetado com o objetivo de maximizar a transferência de calor no condensador, minimizar o consumo de energia e reduzir os custos.

Uma prática comum no dimensionamento do sistema de ventilação de unidades condensadoras consiste na utilização de curvas de pressão vs. vazão fornecidas pelos fabricantes do ventilador e do trocador de calor. A interseção dessas duas curvas determina o ponto de operação do sistema e, por consequência, a vazão de ar em circulação e a taxa de transferência de calor no condensador.

Muitos fabricantes fornecem as curvas de desempenho dos seus ventiladores. Entretanto, estas curvas nem sempre representam o comportamento real do ventilador, pois são obtidas em condições de operação diferentes daquelas a que o ventilador é submetido numa unidade condensadora. No caso dos condensadores, a situação é pior, pois são raros os fabricantes que fornecem curvas de desempenho dos seus trocadores de calor.

Além disso, a simples determinação do ponto de operação através das curvas mencionadas não leva em conta alguns aspectos de montagem que podem afetar o desempenho do conjunto.

Com o objetivo de investigar este problema, construiu-se uma câmara de bocais segundo as especificações da norma AMCA 210-99. Esta câmara nada mais é que um túnel de vento onde o dispositivo a ser ensaiado é montado numa das extremidades e um ventilador auxiliar na outra. A vazão de ar em circulação é medida através de uma placa de bocais e de um transdutor diferencial de pressão. Esta bancada permite a realização de ensaios com ventiladores e condensadores de forma isolada e também com a unidade condensadora completa.

No presente trabalho, investigou-se o desempenho do sistema de ventilação de duas unidades condensadoras, uma de 3,5 HP e outra de 5,0HP. A unidade de 3,5HP utiliza dois ventiladores axiais com diâmetro de 350mm montados em paralelo e a de 5,0HP, dois ventiladores axiais de 450mm. As curvas características dos condensadores e dos ventiladores foram obtidas experimentalmente, e quando possível, comparadas com as curvas fornecidas pelo fabricante. A vazão de ar resultante da interseção entre as curvas do ventilador e do trocador de calor foi ainda comparada com a vazão de ar fornecida pela unidade condensadora.

Além dos resultados dos testes com as unidades de 3,5HP e 5,0HP, serão também apresentados resultados de testes para a validação da bancada, assim como uma descrição detalhada do aparato experimental e da metodologia de teste.

## 2. Aparato Experimental

A norma AMCA 210-99 estabelece métodos e critérios para ensaio e determinação da performance aerodinâmica de ventiladores, em termos de vazão de ar, pressão estática, potência elétrica, eficiência e rotação. Esta norma também pode ser utilizada como referência para ensaios de perda de carga em componentes passivos, tais como trocadores de calor, filtros, grelhas, dampers etc. A referida norma propõe algumas concepções de bancada para realização destes ensaios. Dentre elas a mais comum é a câmara de bocais. Tal câmara permite a realização de ensaios numa ampla faixa de vazão de ar e de dimensões do dispositivo sob teste. Ela pode ser construída para contemplar ensaios pelo recalque ou pela aspiração da unidade em teste.

A Figura 1 mostra um esquema da câmara de bocais utilizada no presente trabalho. Esta câmara realiza ensaios pela aspiração e o sentido do fluxo de ar é da esquerda para a direita.

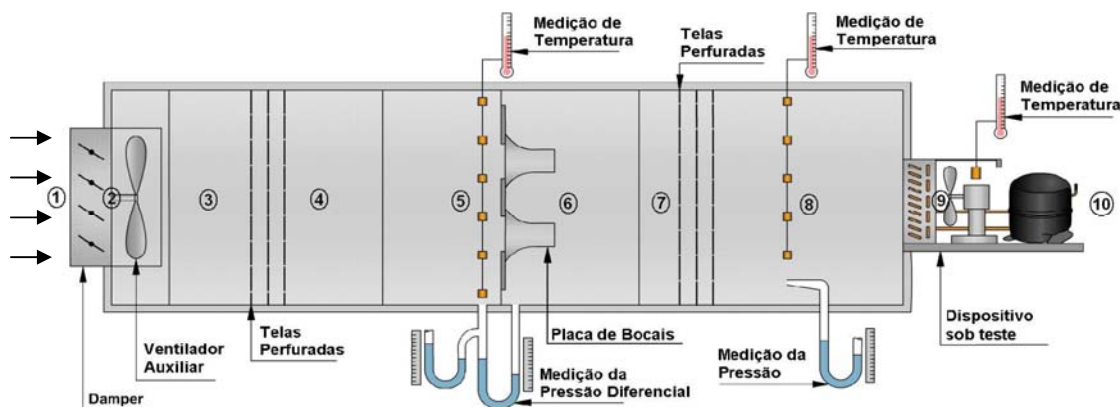


Figura 1. Esquema típico de uma câmara de bocais

Na extremidade esquerda do túnel foram montados um ventilador auxiliar de rotação variável e um damper, os quais têm o objetivo de controlar a vazão de ar e a pressão na entrada do dispositivo sob teste (ponto 8). O ventilador auxiliar é do tipo centrífugo de pás curvadas para trás (Fig. 2) e o damper, do tipo lâminas opostas. Após o ventilador auxiliar foram fixadas telas perfuradas com a finalidade de homogeneizar o fluxo de ar na entrada dos bocais. Na região central do túnel foi montada uma placa de bocais a qual, juntamente com o transdutor de pressão diferencial, permite a determinação da vazão de ar em circulação. O diâmetro e a quantidade de bocais variam em função da vazão de ar em jogo. A Figura 3 mostra a placa com quatro bocais montada no interior da câmara. Após os bocais, foram também fixadas telas perfuradas com o intuito de homogeneizar o fluxo de ar na entrada do dispositivo sob teste. O dispositivo a ser ensaiado (ventilador, trocador de calor ou unidade condensadora) é montado na extremidade direita do túnel. A Figura 4 mostra uma foto da câmara de bocais.



Figura 2. Ventilador auxiliar



Figura 3. Placa com quatro bocais



Figura 4. Câmara de bocais

A Figura 5 ilustra de forma qualitativa o comportamento da pressão do ar ao longo do túnel de vento, durante um teste com uma unidade condensadora. Ar na pressão atmosférica (ponto 1) é succionado para o interior do túnel de vento através do damper, onde sofre uma leve perda de pressão (ponto 2). Em seguida, a pressão do ar é elevada até o ponto “3” pelo ventilador auxiliar. Após a descarga deste ventilador, o ar sofre uma suave perda de carga através das telas perfuradas até chegar à placa de bocais (ponto 5), onde então sofre uma brusca perda de pressão até o ponto “6”. Depois da placa de bocais, a pressão do ar sofre uma nova redução provocada pelas telas perfuradas até chegar ao ponto

“8”, na entrada do dispositivo sob teste. No caso de testes com unidades condensadoras (Fig. 1), a pressão no ponto “8” é a atmosférica. Em seguida, a pressão no ponto “8” é reduzida pelo condensador até o ponto “9” e novamente aumentada pelos ventiladores da unidade até a pressão atmosférica (ponto 10).

As pressões manométricas nos pontos “5” e “8” e a pressão diferencial nos bocais foram medidas tanto por transdutores de pressão quanto por manômetros de coluna de óleo (Fig. 6).

As temperaturas foram medidas através de termopares e utilizadas na obtenção da massa específica do ar. A potência elétrica ativa, a corrente e a tensão de alimentação dos ventiladores foram medidas através de transdutores específicos. A leitura dos sinais gerados pelos transdutores de pressão, termopares e transdutores de grandezas elétricas foi realizada através de um sistema de aquisição de sinais. A rotação foi medida através de uma lâmpada estroboscópica.

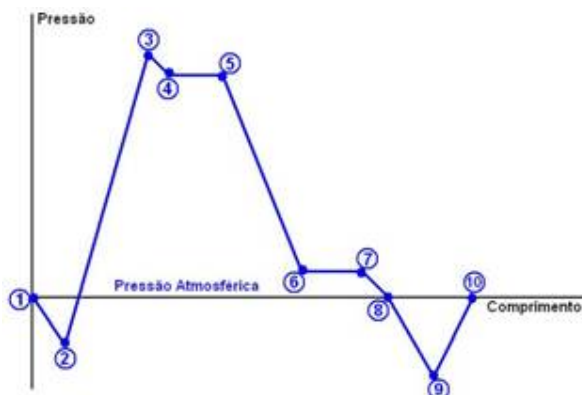


Figura 5. Pressão de ar ao longo do túnel de vento



Figura 6. Manômetros de coluna de óleo e Transdutores de pressão

A faixa de operação da câmara de bocais utilizada neste trabalho é de  $110 \text{ m}^3/\text{h}$  a  $10.300 \text{ m}^3/\text{h}$ . A máxima pressão estática que pode ser atingida no ponto “8” (ver Fig. 1) é de  $125 \text{ Pa}$ , no ponto de máxima vazão. O comprimento do túnel de vento é de  $4,2\text{m}$  e a sua seção transversal é quadrangular com dimensões  $1,6\text{m} \times 1,6\text{m}$ .

### 3. Metodologia

A metodologia adotada consiste na realização de ensaios de performance aerodinâmica com ventiladores, trocadores de calor e unidades condensadoras, utilizando o aparato experimental apresentado na seção anterior. O objetivo principal destes testes é a obtenção das curvas de pressão versus vazão de trocadores de calor e de pressão, rotação, potência elétrica e eficiência versus vazão de ventiladores.

Os ensaios consistiram, primeiramente, na montagem do dispositivo a ser testado na descarga da câmara de bocais (Fig. 1). Em seguida, os ventiladores auxiliar e principal (ventilador em teste) foram ligados. Após a partida do ventilador principal, aguardou-se um tempo de aproximadamente 30 minutos para que a temperatura e a rotação do motor se estabilizassem, como mostram as Figuras 7 e 8. Para cada ponto de vazão aguardou-se um tempo de estabilização de 8 minutos e, em seguida, os sinais de pressões, temperaturas e de grandezas elétricas foram lidos a cada 2,5 segundos, durante um período de 2 minutos. A rotação do ventilador principal foi medida apenas uma vez durante esses 2 minutos. A umidade relativa e a pressão atmosférica foram também medidas durante o ensaio.

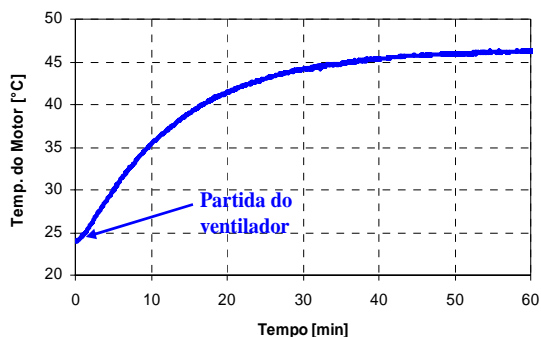


Figura 7. Temperatura do motor ao longo do tempo (Ventilador de 450mm)

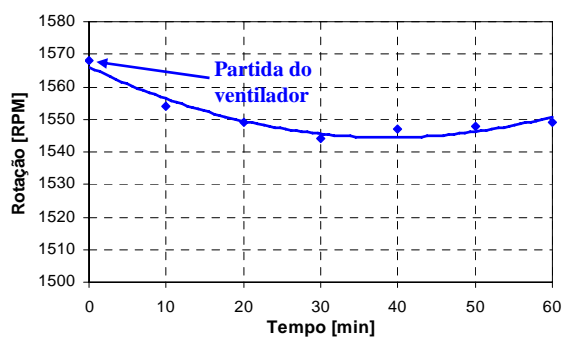


Figura 8. Rotação do motor ao longo do tempo (Ventilador de 450mm)

Grandezas como pressões, temperaturas, rotação e potência elétrica foram medidas diretamente pelos seus respectivos transdutores. No entanto, a vazão de ar e a eficiência foram obtidas de maneira indireta através de um conjunto de expressões apresentadas pela norma AMCA 210-99 e mostradas de forma resumida a seguir.

A vazão de ar, “Q”, foi calculada pela Eq. (1). Os índices “5”, “6” e “8” referem-se aos respectivos pontos de medição mostrados na Fig. 1 e o índice “o” refere-se ao ar do ambiente de teste.

$$Q = \left( \frac{\rho_5}{\rho_8} \right) \cdot \sqrt{2} \cdot Y \cdot \sqrt{\frac{\Delta P}{\rho_5}} \cdot \sum_{i=1}^n (C_i \cdot A_{bi}) \quad (1)$$

Onde “ΔP” é a pressão diferencial nos bocais e “A<sub>b</sub>” é área da garganta do bocal. O fator de expansão, “Y”, foi calculado através da Eq. (2):

$$Y = 0,548 \cdot (1 - \alpha) \quad (2)$$

Onde “α” foi obtido pela Eq. (3):

$$\alpha = 1 - \frac{\Delta P}{\rho_5 \cdot 287,1 \cdot (T_{d5} + 273,15)} \quad (3)$$

A massa específica do ar na entrada dos bocais, “ρ<sub>5</sub>”, foi obtida pela Eq. (4):

$$\rho_5 = \rho_o \cdot \left( \frac{T_{do} + 273,15}{T_{d5} + 273,15} \right) \cdot \left( \frac{P_{s5} + P_b}{P_b} \right) \quad (4)$$

Onde “T<sub>d</sub>” representa a temperatura de bulbo seco do ar, “P<sub>s</sub>”, a pressão estática e “P<sub>b</sub>” a pressão barométrica. A massa específica do ar atmosférico, “ρ<sub>o</sub>”, foi obtida pela Eq. (5):

$$\rho_o = \frac{(P_b - 0,378 \cdot P_p)}{R \cdot (T_{do} + 273,15)} \quad (5)$$

Onde “R” é a constante dos gases perfeitos para o ar. A pressão parcial do vapor, “P<sub>p</sub>”, foi obtida pela Eq. (6):

$$P_p = P_e - P_b \left( \frac{T_{do} - T_{wo}}{1500} \right) \quad (6)$$

Onde a pressão de saturação do vapor d’água, “P<sub>e</sub>”, foi obtida pela Eq. (7):

$$P_e = 3,25 \cdot T_{wo}^2 + 18,6 \cdot T_{wo} + 692 \quad (7)$$

Onde “T<sub>w</sub>” representa a temperatura de bulbo úmido do ar. A massa específica do ar na entrada da seção de teste, “ρ<sub>8</sub>”, foi obtida pela Eq. (8):

$$\rho_8 = \rho_o \cdot \left( \frac{T_{do} + 273,15}{T_{s8} + 273,15} \right) \cdot \left( \frac{P_{s8} + P_b}{P_b} \right) \quad (8)$$

O coeficiente de descarga do bocal, “C”, foi obtido pela Eq. (9). Esta expressão refere-se ao bocal cujo perfil está mostrado na norma AMCA 210-99 e foi utilizado neste trabalho.

$$C = 0,9986 - \frac{7,006}{\sqrt{Re}} + \frac{134,6}{Re} \quad (9)$$

O número de Reynolds na descarga do bocal, “Re”, foi calculado pela Eq. (10):

$$Re = \frac{\sqrt{2}}{\mu} \cdot C \cdot D \cdot Y \cdot \sqrt{\Delta P \cdot \rho_5} \quad (10)$$

Onde “D” é o diâmetro do bocal e “μ” é a viscosidade absoluta do ar. As Equações (9) e (10) mostram que um procedimento iterativo deve ser empregado para a determinação do coeficiente de descarga e do número de Reynolds.

As eficiências estática e total do ventilador foram também calculadas de forma indireta, respectivamente, através das Equações (11) e (12).

$$\eta_s = \frac{Q \cdot P_{s8}}{W_e} \quad (11)$$

$$\eta_t = \frac{Q \cdot P_t}{W_e} \quad (12)$$

Onde “W<sub>e</sub>” é a potência elétrica. A pressão total do ventilador, “P<sub>t</sub>”, foi obtida pela Eq. (13):

$$P_t = P_{s8} + \left( \frac{Q \cdot \rho}{A_v} \right)^2 \cdot \frac{1}{2 \cdot \rho_{10}} \quad (13)$$

Onde “A<sub>v</sub>” é a área de descarga do ventilador. A massa específica do ar na descarga do ventilador, “ρ<sub>10</sub>”, foi obtida pela Eq. (14):

$$\rho_{10} = \rho_o \cdot \left( \frac{T_{do} + 273,15}{T_{d10} + 273,15} \right) \quad (14)$$

Vale ressaltar que as Equações (11) e (12) referem-se a eficiências globais do ventilador, ou seja, representam a razão entre a potência mecânica entregue ao escoamento e a potência elétrica consumida pelo motor.

## 4. Resultados

### 4.1. Avaliação da repetibilidade

A Figura 9 mostra as curvas de pressão estática e potência elétrica versus vazão obtidas a partir de dois ensaios distintos, ambos com o ventilador de 450mm e utilizando o mesmo bocal de 10”. A Figura 10 mostra as mesmas curvas, mas agora obtidas a partir de três ensaios distintos com o ventilador de 350mm, também utilizando uma mesma combinação de bocais (4”, 4,5” e 5,5”). As Figuras 11 e 12 mostram, respectivamente, os ventiladores de 450mm e de 350mm montados na descarga do túnel de vento. Nas duas montagens empregou-se a própria coifa utilizada nas unidades condensadoras.

Pode-se observar que tanto as curvas de pressão estática como as de potência elétrica ficaram muito próximas entre si. Nos dois testes com o ventilador de 450mm (Fig. 9), o máximo afastamento entre as curvas de pressão estática ocorreu na descarga livre e foi inferior a 2% em termos de vazão. Nos três testes com o ventilador de 350mm (Fig. 11), esse afastamento foi inferior a 1%.

Entre as curvas de potência elétrica do ventilador de 450mm (Fig. 9), o máximo afastamento ocorreu no ponto de maior vazão e foi de 2% em termos de potência. O afastamento de 2% se repetiu entre as curvas de potência elétrica do ventilador de 350mm (Fig. 10).

A repetibilidade dos resultados foi considerada satisfatória, pois os afastamentos entre as curvas foram equivalentes às incertezas de medição da vazão (±2%) e da potência elétrica (±1%).

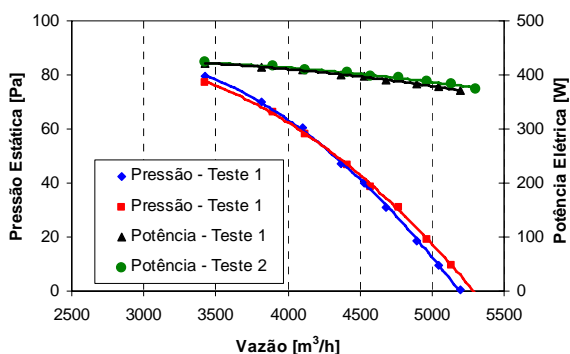


Figura 9. Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador 450mm – Bocal de 10”)

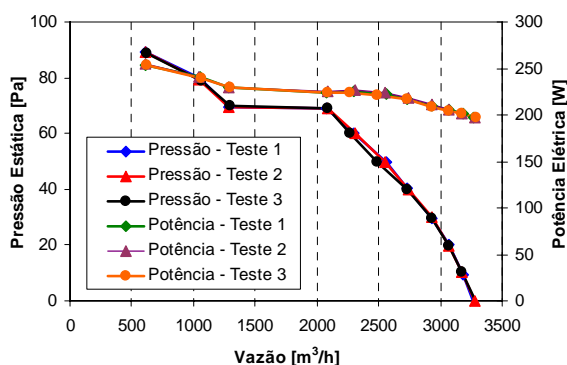


Figura 10. Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador 350mm – Bocais de 4”, 4,5” e 5,5”)



Figura 11. Ventilador axial de 450mm



Figura 12. Ventilador axial de 350mm

#### 4.2. Validação dos resultados

Nesta etapa, os resultados obtidos com o ventilador de 450mm foram comparados com os obtidos pela câmara de bocais do IPT - Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo. A câmara de bocais do IPT realiza ensaios de ventiladores pelo recalque e também está adequada à norma AMCA 210-99. O laboratório de ventiladores do IPT é acreditado pela DKD, uma associação de laboratórios e institutos de calibração da Alemanha, equivalente ao INMETRO no Brasil, que faz acreditamentos de laboratórios, bancadas experimentais e instrumentos de medição no mundo inteiro.

A Figura 13 mostra o ventilador de 450mm montado na sucção da câmara do IPT. Vale ressaltar que nas duas câmaras (UFSC e IPT) o ventilador foi montado com a mesma coifa. A Figura 15 mostra uma comparação entre as curvas de pressão estática e de potência elétrica versus vazão obtidas pelo IPT e pela UFSC. Tanto no IPT quanto na UFSC os ensaios foram realizados na tensão de 220V.

Pode-se observar através da Figura 14 um pequeno afastamento entre as curvas do IPT e da UFSC. Para as curvas de pressão estática o afastamento máximo foi de 6% em termos de vazão, na faixa de pressão de 0 (zero) a 70 Pa. O desvio de 6 % está ligeiramente acima do valor de 4%, que representa a soma da incerteza de medição da vazão da UFSC ( $\pm 2\%$ ) com a do IPT ( $\pm 2\%$ ).

Entre as curvas de potência elétrica, o afastamento máximo foi de 5% em termos de potência, para uma mesma vazão, na faixa entre 5200 e 3500  $m^3/h$  (correspondente à faixa de 0 a 70 Pa). Este desvio pode ser justificado pelas incertezas de medição da vazão da UFSC ( $\pm 2\%$ ) e do IPT ( $\pm 2\%$ ) e pela própria incerteza de medição da potência elétrica, que é de  $\pm 2\%$  no IPT e de  $\pm 1\%$  na UFSC. Vale ressaltar que abaixo dos 3500  $m^3/h$  não se fez qualquer comparação entre as curvas, devido ao aquecimento excessivo do motor e ao conseqüente “desarme” do ventilador pela atuação do protetor térmico.

O afastamento encontrado entre as curvas obtidas pelo IPT e pela UFSC pode estar associado à diferença entre as concepções de câmara de bocais. A câmara do IPT realiza ensaios pelo recalque e a da UFSC, pela sucção do ventilador. Além disso, os procedimentos de teste adotados na UFSC e no IPT não são os mesmos. O tempo de estabilização inicial, por exemplo, foi de 30 minutos no ensaio realizado pela UFSC e não maior que 10 minutos no realizado pelo IPT.

Em face das diferenças entre as câmaras e dos resultados acima apresentados, a validação da câmara de bocais da UFSC foi considerada satisfatória.



Figura 13. Ventilador axial de 450mm (Ensaio no IPT)

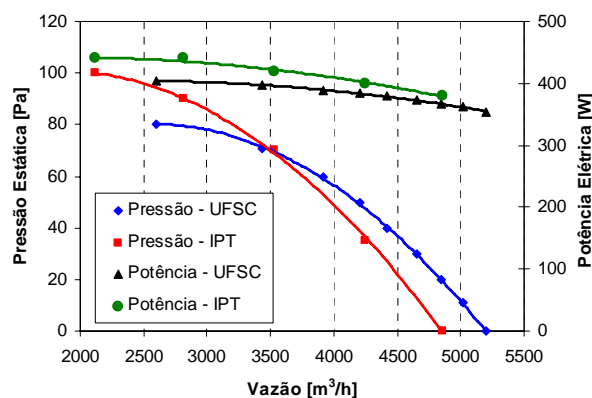


Figura 14. Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador de 450mm)

### 4.3. Comparativo com as curvas do fabricante

Nesta etapa, as curvas obtidas com os ventiladores de 450mm e de 350mm foram comparadas com as fornecidas pelo fabricante. A câmara de bocais utilizada pelo fabricante realiza ensaios pela aspiração do ventilador e também está adequada à AMCA 210. Vale ressaltar que as coifas utilizadas nos ensaios do fabricante não eram iguais às empregadas nos ensaios da UFSC. A Figura 15 mostra uma comparação entre as curvas de pressão estática e potência elétrica versus vazão obtidas pelo fabricante e pela UFSC, para o ventilador de 450mm. A Figura 16 mostra a mesma comparação para o ventilador de 350mm. Os ensaios foram realizados na tensão de 230V, tanto pelo fabricante quanto pela UFSC.

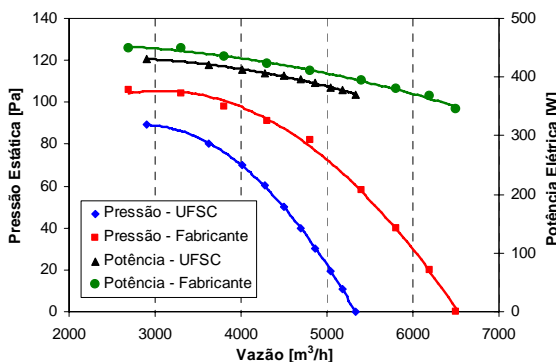


Figura 15. Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador de 450mm)

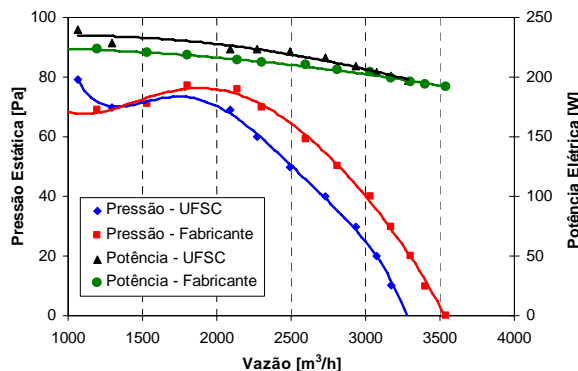


Figura 16 – Pressão estática e Potência elétrica vs. vazão (Ventilador de 350mm)

Pode-se observar através da Fig. 15 que há uma diferença significativa entre as curvas de pressão estática. Em termos de vazão, o afastamento entre essas curvas foi de 18% na descarga livre e de 32% na pressão de 90 Pa. Para as curvas de potência elétrica o afastamento máximo foi de 4% em termos de potência, numa mesma vazão. Vale ressaltar que abaixo da vazão de 3000 m<sup>3</sup>/h (correspondente à pressão de 90Pa na curva da UFSC) não se fez qualquer comparação entre as curvas, pelo mesmo motivo apresentado na seção 4.2.

Pode-se observar através da Fig. 16 que o afastamento entre as curvas de pressão estática do ventilador de 350mm foi inferior ao obtido nos ensaios com o ventilador de 450mm (Fig. 15). Na descarga livre, esse afastamento foi de 8% em termos de vazão, para o ventilador de 350mm, contra 18% para o ventilador de 450mm.

No caso da potência elétrica, o afastamento entre as curvas obtidas pela UFSC e pelo fabricante foi inferior a 5% em termos de potência, numa mesma vazão, tanto para o ventilador de 450mm quanto para o de 350mm.

É muito provável que as diferenças entre as curvas da UFSC e do fabricante estejam associadas com o tipo de coifa utilizado nos ensaios. O fabricante realizou os seus ensaios com as coifas originais dos ventiladores de 450mm e de 350mm. Entretanto, nos ensaios realizados na UFSC utilizaram-se as próprias coifas das unidades condensadoras de 3,5HP e 5,0HP, cujas dimensões são bastante diferentes das encontradas nas coifas do fabricante. Por exemplo, o colarinho da coifa utilizada na unidade de 5,0HP tem uma profundidade de 19mm, enquanto o colarinho da coifa original do ventilador de 450mm possui 100mm. No caso do ventilador de 350mm esse colarinho é de 80mm na coifa original e de 29mm na coifa da unidade de 3,5HP.



#### 4.4. Avaliação do ponto de operação

Nesta etapa, a vazão de ar determinada pela interseção entre as curvas de pressão versus vazão dos ventiladores e do trocador de calor foi comparada com a obtida pelo ensaio da unidade completa. Antes disso, o desempenho de dois ventiladores em paralelo foi comparado com o desempenho individual de cada ventilador.

A Figura 17 mostra dois ventiladores de 450mm montados em paralelo na descarga da câmara de bocais. A Figura 18 mostra a mesma montagem com os ventiladores de 350mm.

A Figura 19 mostra a curva de pressão estática versus vazão obtida no ensaio com dois ventiladores de 450mm, montados em paralelo. Na mesma figura mostra-se também a curva característica obtida mediante a multiplicação da vazão de um ventilador de 450mm por dois. Pode-se observar que, neste caso, a associação dos ventiladores em paralelo não afetou o desempenho individual de cada ventilador.

A Figura 20 apresenta uma comparação similar, mas agora com os ventiladores de 350mm. Pode-se observar que, neste caso, a montagem dos ventiladores de 350mm em paralelo afetou ligeiramente o desempenho individual dos ventiladores. O máximo afastamento entre as curvas foi de 7% em termos de vazão, na descarga livre.



Figura 17. Ventiladores de 450mm em paralelo



Figura 18. Ventiladores de 350mm em paralelo

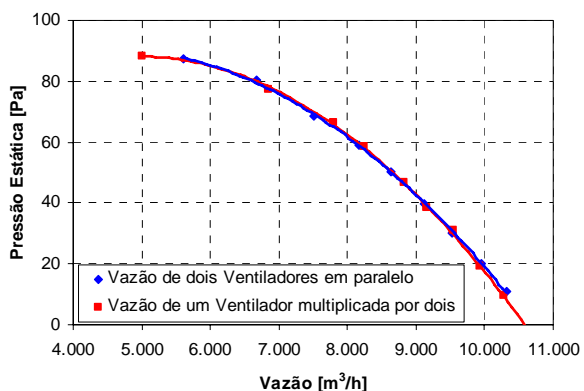


Figura 19. Pressão Estática versus vazão de ar (Ventiladores de 450mm)

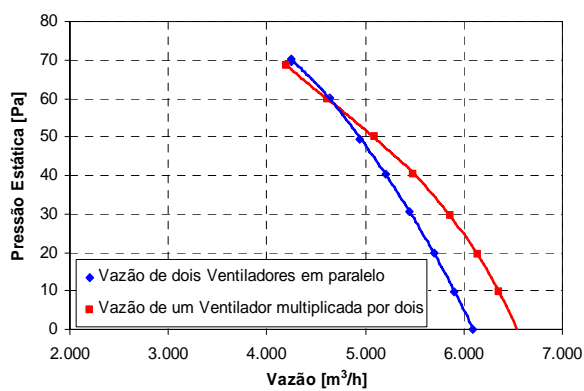


Figura 20. Pressão Estática versus vazão de ar (Ventiladores de 350mm)

As Figuras 21 e 22 mostram, respectivamente, os condensadores das unidades de 5,0HP e de 3,5HP, montados na descarga da câmara de bocais. A Figura 23 mostra as curvas de perda de carga obtidas nos ensaios com estes condensadores, onde nota-se que o condensador de 3,5HP apresenta uma maior perda de pressão para uma mesma vazão, em relação ao condensador de 4,5HP, devido a sua menor área frontal e consequentemente da sua maior velocidade de face.



Figura 21. Condensador de 3,5HP



Figura 22. Condensador de 5,0 HP

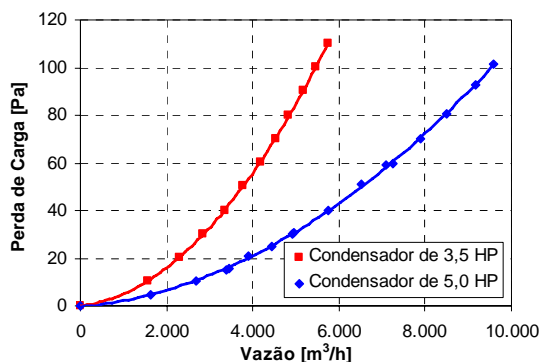


Figura 23. Perda de carga versus vazão de ar (Condensadores de 3,5 e 5,0 HP)

A Figura 24 mostra dois diferentes pontos de operação para a unidade de 5,0 HP. O ponto de 7.691 m³/h foi obtido através das curvas características do condensador e do ventilador obtidas pela UFSC. Já a vazão de 8.918 m³/h foi obtida através da interseção com a curva do ventilador fornecida pelo fabricante. Ambas as curvas dos ventiladores (Fig. 24) foram geradas multiplicando a vazão da curva de um ventilador por dois (montagem em paralelo). Nos ensaios da UFSC, utilizaram-se as próprias coifas das unidades condensadoras e nos ensaios do fabricante, as coifas originais do ventilador. Pode-se constatar através da Fig. 25 que a vazão de operação obtida pela curva da UFSC foi 16% inferior à obtida pela curva do fabricante.

De forma análoga, a Fig. 25 mostra uma comparação entre os dois pontos de operação obtidos para a unidade 3,5 HP. Para esta unidade a diferença entre as vazões obtidas pelas curvas da UFSC e do fabricante foi de apenas 5%.

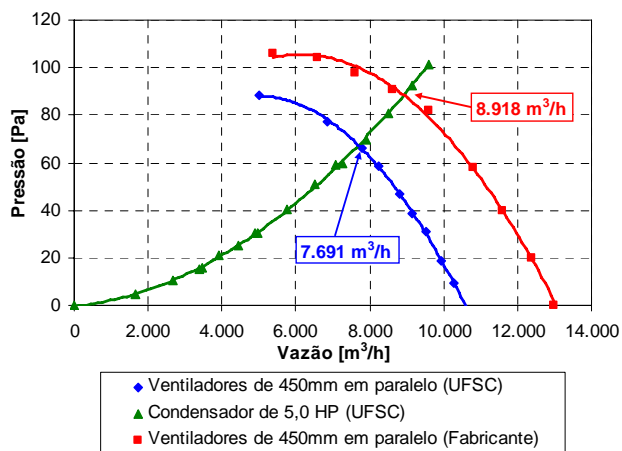


Figura 24. Curvas de pressão versus vazão dos ventiladores e do condensador (unidade de 5,0HP)

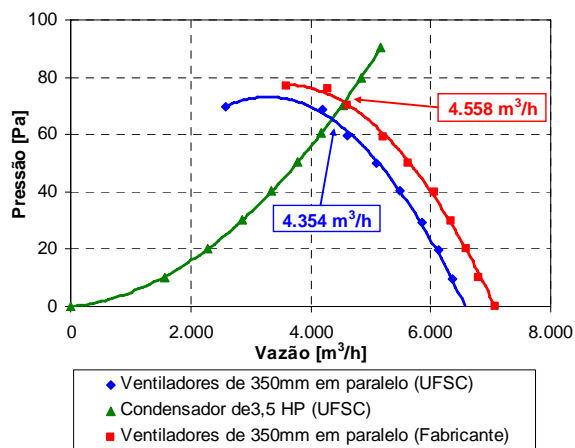


Figura 25. Curvas de pressão versus vazão dos ventiladores e do condensador (unidade de 3,5HP)

Durante a operação de uma unidade condensadora num sistema de refrigeração, a entrada e a descarga de ar ocorrem à pressão atmosférica (Fig. 26), ou seja, a pressão diferencial na unidade é nula. O teste com a unidade condensadora completa tem o objetivo de reproduzir justamente essa condição de funcionamento. Devido à dificuldade de se manter a pressão diferencial exatamente no valor zero durante o ensaio da unidade, foram realizados cinco testes utilizando pressões diferenciais na faixa entre -20 a 20Pa. Um ajuste linear sobre esses cinco pontos permitiu a determinação da vazão de operação da unidade na condição de pressão diferencial nula.

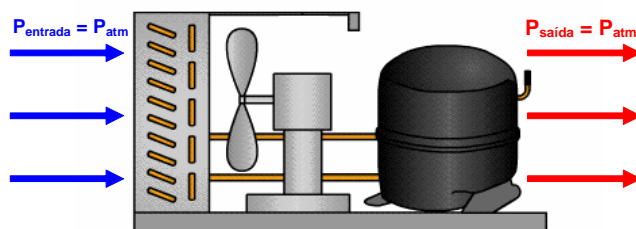


Figura 26. Condição de funcionamento de uma unidade condensadora

As Figuras 27 e 28 mostram, respectivamente, as unidades de 5,0HP e 3,5HP montadas na descarga do túnel de vento. As Figuras 29 e 30 mostram os pontos de operação obtidos para estas duas unidades.



Figura 27. Unidade de 5,0HP



Figura 28. Unidade de 3,5HP

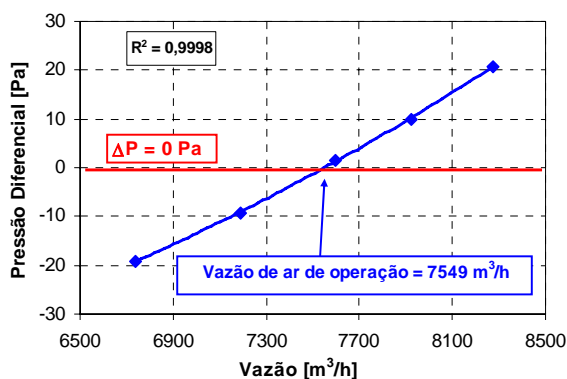


Figura 29. Ponto de operação (Unidade de 5,0HP)

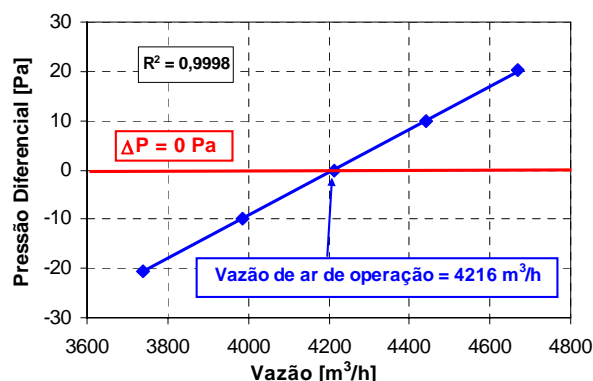


Figura 30. Ponto de operação (Unidade de 3,5HP)

A vazão obtida no ensaio com a unidade de 5,0HP (7.549 m<sup>3</sup>/h) foi 2% inferior à obtida pela interseção entre as curvas de UFSC (7.691 m<sup>3</sup>/h) e 18% inferior à determinada com curva do fabricante (8.918 m<sup>3</sup>/h). De forma análoga, a vazão da unidade de 3,5HP (4.216 m<sup>3</sup>/h) foi 3% inferior à obtida com as curvas da UFSC (4.354 m<sup>3</sup>/h) e 8% inferior à determinada com as curvas do fabricante (4.558 m<sup>3</sup>/h). Isto indica que se a curva característica do ventilador for obtida com a mesma coifa da unidade condensadora, a estimativa da vazão de ar através da interseção entre curvas é adequada. Além disso, é provável que se fosse utilizada a coifa original do fabricante do ventilador, haveria um aumento significativo na vazão da unidade de 5,0HP.

As Figuras 31 e 32 mostram, respectivamente, as curvas de eficiência versus vazão dos ventiladores de 450mm e de 350mm. Na vazão de 3.775 m<sup>3</sup>/h, ou seja, metade da vazão da unidade de 5,0HP (7.549 m<sup>3</sup>/h), a eficiência estática do ventilador de 450mm é de aproximadamente 19%. Este valor está bastante próximo do ponto de máxima eficiência estática (Figura 31).

De forma análoga, se um ventilador de 350mm entregasse metade da vazão da unidade de 3,5HP, ele apresentaria uma eficiência de 18%, valor também próximo do ponto de máxima eficiência estática (Fig. 32).

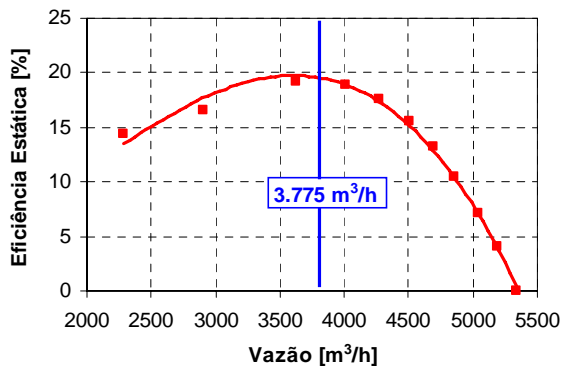


Figura 31. Eficiência Estática versus vazão (Ventilador de 450mm)

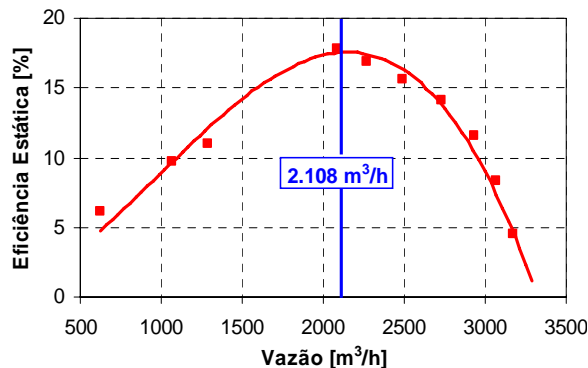


Figura 32. Eficiência Estática versus vazão (Ventilador de 350mm)

## 5. Conclusões

O desempenho do sistema de ventilação de duas unidades condensadoras foi investigado experimentalmente neste trabalho. Uma câmara de bocais foi construída sob as especificações da norma AMCA 210-99. Esta câmara mostrou-se capaz de realizar ensaios com ventiladores, trocadores de calor e unidades condensadoras. Variáveis típicas obtidas durante os ensaios foram vazão de ar, pressão estática, rotação, potência elétrica e eficiências.

As principais conclusões desse trabalho estão apresentadas a seguir:

- (a) A repetibilidade dos resultados da bancada foi considerada satisfatória, pois os afastamentos entre as curvas de um mesmo ventilador foram equivalentes às incertezas de medição do experimento;
- (b) Os resultados obtidos no ensaio do ventilador de 450mm foram comparados com os obtidos pela câmara de bocais do IPT. O afastamento entre as curvas de pressão estática da UFSC e do IPT foi ligeiramente superior à incerteza de medição. Isso pode estar associado com o tipo de câmara utilizada e com algumas diferenças no procedimento de ensaio;
- (c) Para o ventilador de 450mm, as vazões obtidas no ensaio da UFSC foram significativamente inferiores às fornecidas pelo fabricante. A perda de desempenho provavelmente está associada aos diferentes tipos de coifa utilizados pelo fabricante (coifa original) e pela UFSC (coifa da unidade condensadora);
- (d) A associação dos ventiladores em paralelo afetou ligeiramente o desempenho individual dos ventiladores. Isto indica que, numa montagem em paralelo, a vazão total pode ser estimada multiplicando a vazão de um ventilador pelo número de ventiladores utilizados;
- (e) A vazão de ar determinada no ensaio com a unidade completa foi muito semelhante à calculada pela interseção entre as curvas do trocador e do ventilador obtidas pela UFSC, cujos ensaios foram realizados utilizando a própria coifa da unidade. Isto indica que, neste caso, o método da interseção pode ser utilizado para a determinação do ponto de operação da unidade;
- (f) A vazão de operação obtida com a curva do ventilador fornecida pelo fabricante (ensaio com a coifa original) foi 18% superior à vazão da unidade de 5,0HP. Por um lado, isto indica que poderia haver um ganho significativo de vazão, caso fosse utilizada a coifa original do ventilador de 450mm na unidade condensadora. Por outro lado, o uso da curva do fabricante do ventilador acarretaria um erro de 18% na estimativa da vazão de ar da unidade de 5,0HP.
- (g) Os ventiladores das unidades de 3,5HP e 5,0HP operam dentro das suas regiões de máxima eficiência estática.

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem à Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP), empresa pública vinculada ao Ministério da Ciência e Tecnologia do Brasil, pelo suporte financeiro. Os autores também se mostram gratos pelo suporte técnico e financeiro da Empresa Brasileira de Compressores S.A., através dos Engenheiros Gilberto S. Melo e Roberto H. Pereira. Agradecimentos também devem ser feitos aos Srs. Fernando G.C. da Silva, Milton M. P. Seifert e Lincoln M. Takemoto pela dedicação à construção da câmara e à realização dos ensaios.

## 7. Referências

PROCEL, 2001, Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica - Eletrobrás, <http://www.eletrobras.gov.br/procel/>, acessado em fevereiro de 2001

ANSI/AMCA 210-99 ou ANSI/ASHRAE 51-1999, "Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating". AMCA, Air Movement and Control Association International, Inc. ASHRAE, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc.

## STUDY ON THE COMPONENTS EFFECTS ON THE RESULTING AIRFLOW RATES OF CONDENSING UNITS

**Gustavo Pöttker** – [gustavo@polo.ufsc.br](mailto:gustavo@polo.ufsc.br)

**Cláudio Melo** – [melo@polo.ufsc.br](mailto:melo@polo.ufsc.br)

Department of Mechanical Engineering

Federal University of Santa Catarina

88040-900 - Florianópolis – SC – Brazil

Phone: (55) 48 3234-5691 / Fax: (55) 48 3234-5166

*Abstract: The aerodynamic performance of two different condensing units was investigated in this work. A testing chamber was built according to AMCA 210-99 and tests with condensing units, axial fans and condensers were performed. Typical performance curves such as static pressure vs. airflow rate, power input vs. airflow rate and*

*condenser impedance vs. airflow rate were obtained. The condensing unit measured operating point was compared with the one obtained by the intersection of the fan and condenser characteristic curves. It was shown that the theoretical and measured operating points are the same only when the fan characteristic curve is obtained using the condensing unit wall ring.*

*keywords: airflow rate , condensing unit, axial fan, wind tunnel, condenser*

# ESTUDO DA INTERAÇÃO ENTRE CARGA DE REFRIGERANTE, GRAU DE ABERTURA DO DISPOSITIVO DE EXPANSÃO E ROTAÇÃO DO COMPRESSOR EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DE PEQUENO PORTE

**Gustavo Pöttker**

**Cláudio Melo**

POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica

UFSC - Universidade Federal de Santa Catarina

EMC - Departamento de Engenharia Mecânica

[melo@polo.ufsc.br](mailto:melo@polo.ufsc.br)

**Resumo.** Neste trabalho investigou-se a influência da carga de refrigerante, da rotação do compressor e do grau de abertura do dispositivo de expansão sobre o desempenho de um sistema hermético de refrigeração de pequeno porte, visando à identificação de condições de operação de máxima eficiência. Uma bancada experimental constituída por um compressor de rotação variável, uma válvula de expansão eletrônica (EEV) tipo PWM e por um aparato para variação da carga de refrigerante foi especialmente construída. Ensaios experimentais foram realizados variando-se independentemente a rotação do compressor, a abertura da EEV e a carga de refrigerante, além das condições de operação dos trocadores de calor. Os resultados mostraram que, numa carga de refrigerante fixa, para cada rotação do compressor existe uma abertura da EEV que origina um coeficiente de performance (COP) máximo.

*Palavras chave:* carga de refrigerante, compressor de rotação variável, válvula de expansão eletrônica, coeficiente de performance.

## 1. Introdução

Nos últimos anos, políticas de incentivo ao aumento da eficiência de equipamentos de refrigeração têm se tornado cada vez mais frequentes e efetivas. Políticas de etiquetagem da eficiência energética, por exemplo, têm provocado até mesmo uma competição entre os fabricantes por produtos mais eficientes. Além disso, metas de redução e limites máximos de consumo de energia para equipamentos de refrigeração têm obrigado os fabricantes a melhorar constantemente o desempenho dos seus produtos.

Diante dessa situação, a indústria de refrigeração tem pesquisado alternativas para aumentar a eficiência energética dos diversos componentes dos sistemas de refrigeração. A otimização de trocadores de calor e o aumento da eficiência de compressores estão entre as alternativas mais frequentemente consideradas. Entretanto, com o desenvolvimento do campo da eletrônica, uma nova alternativa tornou-se viável: a utilização de compressores, ventiladores e dispositivos de expansão com desempenho eletronicamente variável. Tais componentes permitem a implementação de estratégias de controle energeticamente inteligentes, capazes de melhorar o controle de temperatura e de reduzir o consumo de energia. O desenvolvimento de estratégias de controle adequadas deve passar, primordialmente, pela análise experimental da performance de sistemas que operam com componentes variáveis. É justamente nesse contexto que se enquadra o presente trabalho.

A utilização de compressores de rotação variável é bem explorada na literatura. Segundo Tassou (1996), a utilização destes compressores é o meio energeticamente mais eficiente para controlar um sistema, pois a capacidade de refrigeração ajusta-se à carga térmica através da variação da rotação do compressor. O dispositivo de expansão possui um papel crucial em sistemas que utilizam compressores de rotação variável, uma vez que o controle do grau de superaquecimento está associado com o fluxo de refrigerante no evaporador e, conseqüentemente, com a capacidade de refrigeração (Choi et al., 2003).

Tubos capilares são largamente empregados em sistemas herméticos de refrigeração de pequeno porte. Apesar de simples e barato, os tubos capilares fornecem um fluxo de refrigerante adequado para condições de operação bastante restritas. Qualquer variação da carga térmica ou da temperatura de condensação em relação às de projeto provoca uma redução da performance do sistema (Stoecker et al., 1982). Por sua vez, as válvulas de expansão termostáticas (TEV) são capazes de regular adequadamente o fluxo de refrigerante numa faixa de operação bem mais ampla, através do controle ativo do grau de superaquecimento na saída do evaporador. Entretanto, vários trabalhos (Outtgarts et al., 1996, Tassou et al., 1996, Aprea et al., 2002) desaconselham a utilização de TEVs em sistemas com compressores de rotação variável, devido a instabilidades no controle do superaquecimento. Segundo esses autores, o dispositivo de expansão mais indicado para sistemas que utilizam compressores de rotação variável são as válvulas de expansão eletrônicas (EEV).

Yang et al. (2004) estudaram experimentalmente o controle da capacidade de refrigeração num sistema montado com um compressor scroll de rotação variável e com uma EEV com motor de passo. Eles concluíram que para cada

rotação do compressor existe uma abertura da EEV que origina um COP máximo. Eles observaram também que a capacidade de refrigeração dos pontos com máximo COP variava linearmente com o grau de superaquecimento na descarga do compressor. A influência da carga de refrigerante não foi, entretanto, abordada.

Choi et al. (2003) estudaram experimentalmente o controle da capacidade de refrigeração de um condicionador de ar montado com um compressor scroll de rotação variável e com dois evaporadores controlados por duas EEVs com motor de passo. Eles concluíram que a capacidade máxima de refrigeração em cada rotação é atingida quando o grau de superaquecimento na saída dos dois evaporadores torna-se igual a 4°C. Uma carga ótima de fluido refrigerante foi obtida numa condição de operação específica, mas o efeito da carga de refrigerante não foi sistematicamente estudado.

Choi et al. (2004) compararam o efeito da carga de refrigerante sobre a performance de um sistema de refrigeração montado com uma EEV e com um tubo capilar, e com um compressor de rotação fixa. Os resultados mostraram que o sistema com EEV é menos sensível a variações da carga de refrigerante.

Neste trabalho pretende-se explorar de forma sistemática a influência da carga de refrigerante, da rotação do compressor e do grau de abertura de uma EEV sobre a performance de um sistema hermético de refrigeração de pequeno porte, com o intuito de identificar condições de operação de máxima eficiência. Adicionalmente serão gerados dados experimentais para estudos futuros abordando estratégias de controle tipo MIMO (Multi-Input Multi-Output).

Para tanto, um aparato experimental específico foi especialmente projetado e construído. Ensaio experimentais foram então realizados variando-se independentemente a rotação do compressor, a abertura de uma EEV tipo PWM (Pulse Width Modulation) e a carga de refrigerante, com diferentes condições de operação nos trocadores de calor.

## **2. Bancada Experimental**

A bancada experimental é essencialmente um circuito hermético de refrigeração por compressão mecânica de vapor. O fluido refrigerante é o R134a. A Figura 1 mostra um esquema da bancada experimental em questão. O compressor utilizado é do tipo alternativo com rotação variável entre 1800 a 4200 rpm.

O condensador e o evaporador, ambos do tipo tubo-em-tubo, são alimentados independentemente por dois circuitos auxiliares de fluido secundário cuja temperatura é controlada por um banho termostático no circuito do evaporador e por um banho refrigerado no circuito do condensador. A temperatura dos banhos é controlada dentro da faixa de  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ . As vazões de fluido secundário são reguladas por duas bombas de palhetas com rotação variável. Uma mistura de água com etileno glicol foi utilizada como fluido secundário no evaporador, enquanto que no condensador utilizou-se água pura.

O dispositivo de expansão empregado foi uma EEV do tipo PWM, com duty cycle de 0 a 100% e diâmetro de orifício igual a 0,397 mm. Um trocador de calor linha de sucção – linha de líquido foi empregado para aumentar o grau de subresfriamento na entrada do dispositivo de expansão.

Um aparato experimental auxiliar foi especialmente construído para facilitar a variação da carga de refrigerante durante os ensaios. Tal aparato é constituído por um cilindro de aço inoxidável carregado com fluido refrigerante, apoiado sobre uma balança digital. Uma mangueira flexível conecta o cilindro a duas válvulas agulha fixadas sobre uma estrutura metálica rígida. Estas válvulas isolam o aparato auxiliar do circuito principal de refrigeração. Ao abrir a válvula agulha conectada à sucção do compressor, uma quantidade de refrigerante passa para o circuito principal, reduzindo imediatamente o valor indicado pela balança. O recolhimento de parte da carga de refrigerante é efetuado através da abertura da válvula agulha conectada à linha de alta pressão.

Termopares de imersão (T) e transdutores de pressão (P) foram instalados em vários pontos do circuito de refrigeração e estão indicados na Figura 1 através de balões. As entalpias do refrigerante são calculadas a partir das medições de pressão e de temperatura.

As taxas de transferência de calor no evaporador e no condensador foram obtidas tanto pelo lado do refrigerante como pelo lado do fluido secundário. No lado do refrigerante as taxas de transferência de calor foram calculadas multiplicando a vazão mássica de refrigerante pela diferença de entalpia entre a entrada e a saída de cada trocador de calor. A vazão mássica de refrigerante foi medida através de um transdutor tipo Coriolis. No lado do fluido secundário as taxas de transferência de calor foram calculadas multiplicando a vazão volumétrica de fluido secundário, pela densidade, pelo calor específico e pela diferença de temperatura entre a entrada e a saída de cada trocador de calor. As vazões volumétricas de fluido secundário foram medidas por transdutores de vazão tipo turbina.

A taxa de transferência de calor em cada trocador de calor não foi tomada como a média dos valores calculados pelos lados do fluido secundário e do refrigerante, como seria usual. Adotou-se apenas o valor obtido pelo lado do fluido secundário, já que em vários testes o fluido refrigerante se encontrava saturado na saída do condensador, na entrada do dispositivo de expansão ou na saída do evaporador, o que impedia a obtenção das entalpias e consequentemente das taxas de transferência de calor pelo lado do refrigerante. Assim sendo, quando possível, as taxas obtidas pelo lado do refrigerante foram utilizadas apenas para confirmar os valores obtidos pelo lado do fluido secundário. Nesses casos, a diferença entre as taxas do lado do fluido secundário e do refrigerante foi inferior a 3% no condensador e 2% no evaporador.

A potência elétrica do compressor foi medida por um transdutor de potência. O coeficiente de performance (COP) foi calculado dividindo a capacidade de refrigeração (taxa de transferência de calor no evaporador) pela potência elétrica do compressor.

Um sistema de controle e aquisição de sinais, juntamente com um programa computacional específico, efetuou a leitura das variáveis experimentais envolvidas e permitiu o controle remoto da rotação do compressor, da abertura da EEV e das rotações das bombas de fluido secundário.

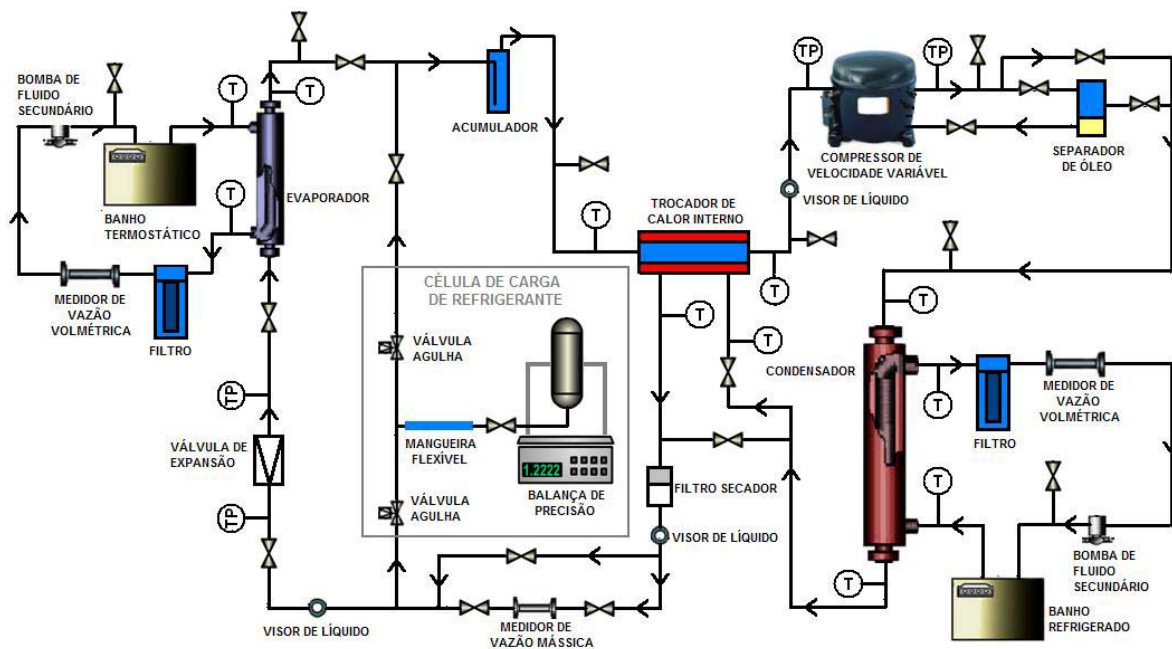


Figura 1. Esquema da bancada experimental

### 3. Procedimento de Teste

Ensaio experimentais foram realizados variando-se independentemente a carga de refrigerante, a rotação do compressor, a abertura da EEV e a temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador. As temperaturas de entrada do fluido secundário no evaporador foram de 10°C e 5°C e no condensador de 35°C. A vazão de fluido secundário foi mantida constante em aproximadamente 1,25 lpm no condensador e 1,17 lpm no evaporador.

Em linhas gerais, dois tipos de teste foram realizados: 1) testes com carga de refrigerante variável e; 2) testes com abertura da EEV variável.

Nos testes tipo 1, para cada rotação do compressor e abertura da EEV fixas, variou-se a carga de refrigerante com acréscimos de 20, 15, 10 ou 5 g, a partir de uma carga inicial de 450g. A cada acréscimo de refrigerante, aguardava-se um tempo de estabilização de 20 minutos para só então iniciar um período de aquisição de dados de 10 minutos.

Nos testes tipo 2, para cada rotação e carga de refrigerante fixas, variou-se a abertura da EEV com acréscimos de 1 ou 2% em termos de duty cycle, a partir de uma abertura inicial que depende da rotação do teste. A cada acréscimo de abertura da EEV adotou-se o mesmo procedimento dos testes tipo 1, gerando diferentes pontos de operação em regime permanente. Os testes foram realizados com as seguintes rotações do compressor: 1800, 2400, 3000, 3600 e 4200rpm.

### 4. Discussão dos Resultados

#### 4.2 Testes com carga de refrigerante variável

A Figura 2 mostra as pressões de evaporação e de condensação em função da carga de refrigerante, para três rotações do compressor ( $CS = 1800, 3000$  ou  $4200\text{rpm}$ ), numa abertura fixa (AB) de 56%. A temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador foi mantida em 10°C. Pode-se observar que, independentemente da rotação, as pressões de evaporação ( $P_e$ ) e de condensação ( $P_c$ ) aumentam com o aumento da carga de refrigerante. Quanto maior a rotação, mais acentuado é o aumento da pressão de condensação. A Figura 3 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre a vazão mássica de refrigerante ( $M_r$ ) e sobre a capacidade de refrigeração nas mesmas condições da Figura 2. O aumento da vazão mássica é resultado do aumento da pressão de sucção do compressor. Por sua vez, o aumento da capacidade de refrigeração ( $RC$ ) acompanha o da vazão mássica de refrigerante. A Figura 4 mostra uma redução do superaquecimento na saída do evaporador (SH) com o acréscimo da carga de refrigerante, devido ao aumento da pressão de evaporação. O aumento do grau de subresfriamento na entrada da EEV (SC) está associado ao acúmulo da massa de refrigerante no condensador e ao conseqüente aumento da pressão de condensação. A Figura 5 mostra que o



aumento da carga de refrigerante provocou uma redução da razão de compressão (CR) e consequentemente um aumento do COP. Da Figura 5 pode-se concluir que, num sistema cujo dispositivo de expansão tem restrição fixa (neste caso igual a 56%), para cada rotação do compressor existe uma carga de refrigerante específica cujo COP é máximo.

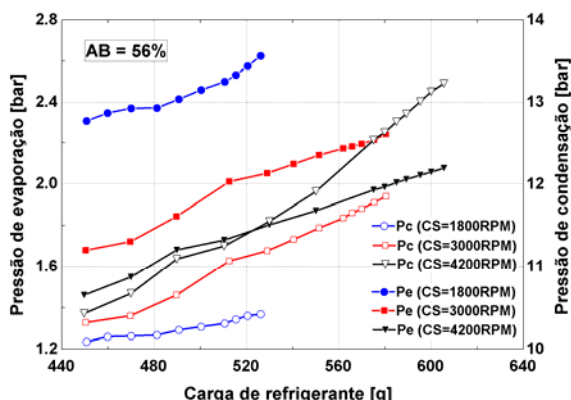


Figura 2. Pressão de evaporação (Pe) e de condensação (Pc) vs. carga de refrigerante (AB=56%).

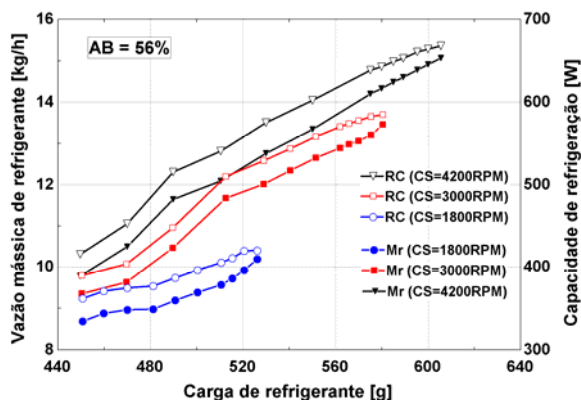


Figura 3. Vazão mássica de refrigerante (Mr) e capacidade de refrigeração (RC) vs. carga de refrigerante (AB=56%).

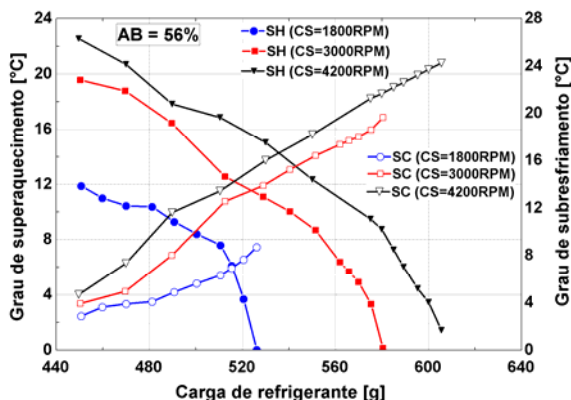


Figura 4. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e Grau de subresfriamento na entrada da EEV (SC) vs. carga de refrigerante (AB=56%).

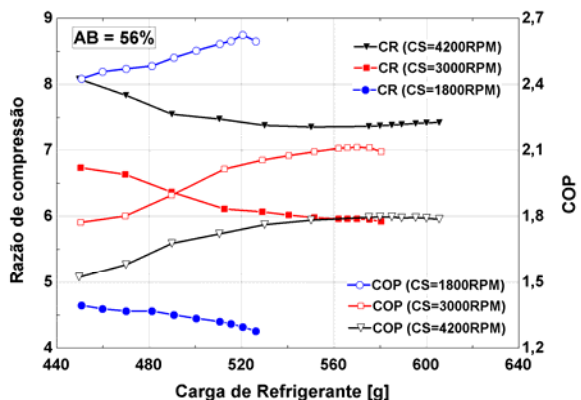


Figura 5. Razão de compressão (CR) e COP vs. carga de refrigerante (AB=56%).

A Figura 6 mostra o efeito da carga de refrigerante sobre o grau de superaquecimento na saída do evaporador e sobre o coeficiente de performance (COP), para quatro diferentes aberturas da EEV (EO = 38%, 44%, 50% e 56%), numa rotação (CS) fixa de 1800rpm. A temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador foi mantida em 10°C. Com a adição de massa de refrigerante, fica evidente o aparecimento de um ponto de máximo na curva do coeficiente de performance (COP). O aumento do COP pode ser atribuído à redução da diferença entre as temperaturas de condensação e de evaporação, ou seja, à diminuição da razão de compressão. A Figura 6 mostra também que, nas aberturas de 44%, 50% e 56%, a condição de superaquecimento nulo coincide com a condição de COP máximo. Na abertura de 38%, o COP máximo foi atingido com uma carga aproximada de 600g e com um superaquecimento de 12°C. Após este ponto, a adição de carga provocou uma redução do COP devido ao aumento excessivo da pressão de condensação e consequentemente da potência elétrica do compressor. As Figuras 7 e 8 mostram gráficos semelhantes ao da Figura 6, respectivamente para as rotações de 3000rpm e 4200rpm. Em 3000 rpm, foram consideradas as aberturas da EEV de 50%, 56% e 62% e em 4200rpm, 56%, 62% e 68%. Da mesma forma que em 1800rpm, nas rotações de 3000rpm e de 4200rpm houve redução do superaquecimento na saída do evaporador e aumento do COP com a adição de carga de refrigerante.

As Figuras 6, 7 e 8 deixam evidente a existência de um efeito combinado da rotação do compressor, da carga de refrigerante e da abertura da EEV sobre a performance do sistema de refrigeração, visto que para cada para cada par rotação do compressor - abertura da EEV, há uma carga de refrigerante específica cujo COP é máximo. A Figura 9 mostra os pontos de COP máximo em função da carga de refrigerante obtidos a partir das Figuras 6, 7 e 8. Em 1800rpm, a abertura de 44% foi aquela que proporcionou o maior COP, enquanto que em 3000rpm e 4200rpm, as aberturas com maior COP foram respectivamente as de 56% e 62%. Mais uma vez, isso reforça a existência de uma

interação entre as três variáveis em questão, já que, em cada rotação, uma combinação adequada da carga de refrigerante com a abertura da EEV proporcionou um máximo COP.

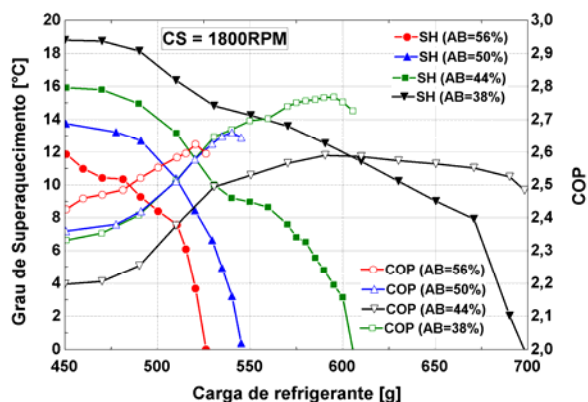


Figura 6. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e COP vs. carga de refrigerante (1800rpm)

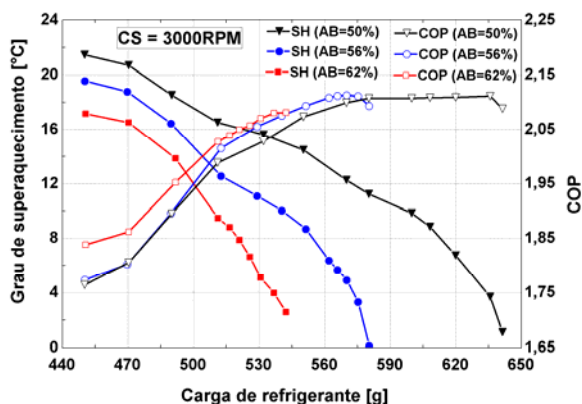


Figura 7. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e COP vs. carga de refrigerante (3000rpm)

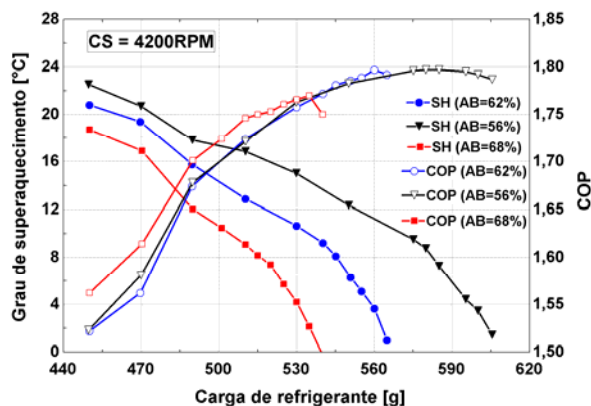


Figura 8. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e COP vs. carga de refrigerante (4200rpm)

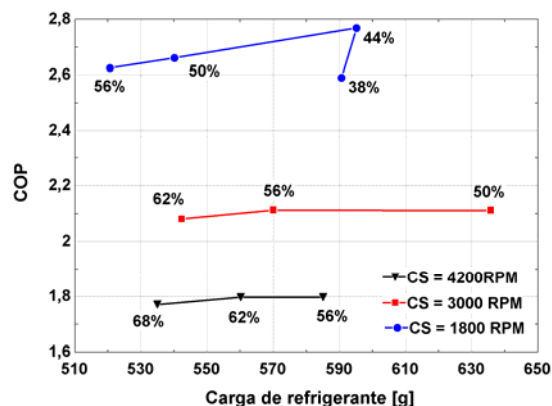


Figura 9. COPs máximos vs. carga de refrigerante

### 4.3 Testes com abertura da EEV variável

A Figura 10 mostra a razão de compressão (CR) e o COP em função da rotação do compressor para duas aberturas fixas da EEV (AB), 40% e 48%. Para a abertura de 40% considerou-se a temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador ( $T_{sfe}$ ) em 5°C, enquanto que para a abertura de 48% considerou-se essa temperatura em 10°C. A Figura 11 mostra o efeito da rotação sobre o superaquecimento na saída do evaporador e sobre a vazão mássica de refrigerante nas mesmas condições da Fig. 10. Em ambas as aberturas da EEV, o aumento da rotação do compressor provocou aumento da razão de compressão e, conseqüentemente, queda do COP. Apesar do aumento da vazão mássica de refrigerante, o acréscimo de rotação causou aumento do superaquecimento na saída do evaporador, devido à redução da pressão de evaporação. As curvas mostradas nas Figuras 10 e 11 podem ser comparadas às de um sistema com um compressor de rotação variável, uma carga de refrigerante fixa e um tubo capilar, visto que este dispositivo de expansão tem restrição constante.

A Figura 12 mostra o efeito da abertura da EEV sobre a pressão de evaporação ( $P_e$ ) e sobre o grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH), para cinco rotações do compressor (CS = 1800, 2400, 3000, 3600, 4200rpm) e considerando uma carga de refrigerante fixa (550g). Independente da rotação do compressor, o aumento da abertura da EEV causou aumento da pressão de evaporação devido à redução da restrição à expansão do fluido refrigerante. Com o aumento da pressão de evaporação, a frente de líquido avança em direção à saída do evaporador provocando redução do grau de superaquecimento. A Figura 13 mostra que o aumento da abertura da EEV também provocou aumento da vazão mássica de refrigerante, devido ao aumento da pressão de evaporação e conseqüentemente da densidade do fluido refrigerante na sucção do compressor. A Figura 13 também mostra que, numa rotação fixa, a

abertura da EEV teve pouco efeito sobre o grau de subresfriamento na entrada da EEV, já que a carga de refrigerante foi mantida constante.

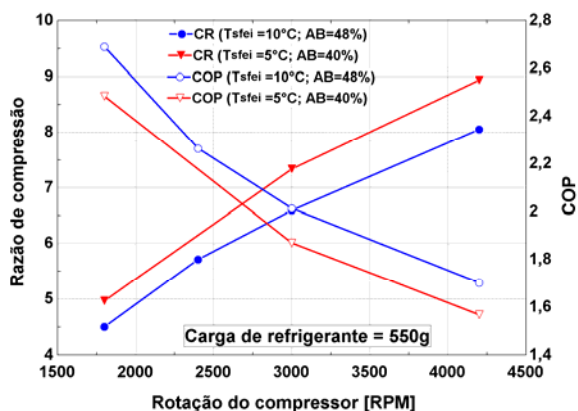


Figura 10. Ração de compressão (CR) e COP vs. rotação do compressor

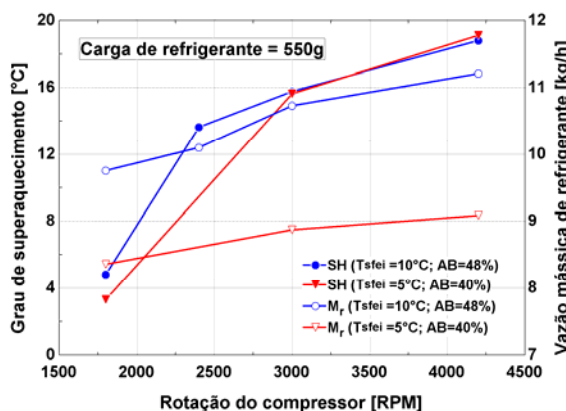


Figura 11. Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) e vazão mássica de refrigerante (Mr) vs. rotação do compressor

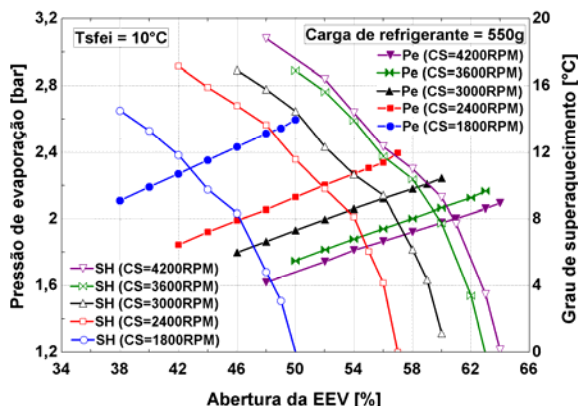


Figura 12. Pressão de evaporação (Pe) e Grau de superaquecimento na saída do evaporador (SH) vs. abertura da EEV

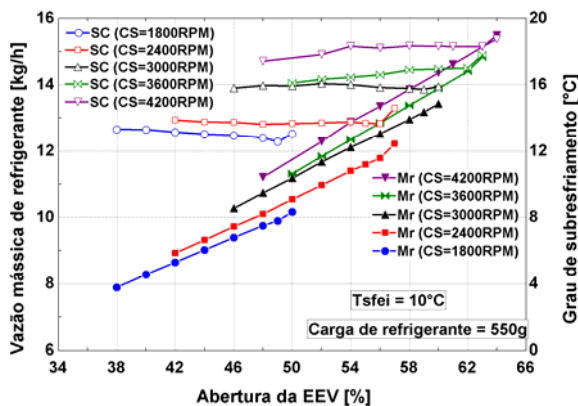


Figura 13. Vazão mássica de refrigerante (Mr) e Grau de subresfriamento na entrada da EEV (SC) vs. rotação do compressor

A Figura 14 mostra a variação do COP em função da abertura da EEV para cinco rotações do compressor (1800, 2400, 3000, 3600, 4200rpm), com duas cargas de refrigerante diferentes (550 e 580g). Fica evidente que, numa carga de refrigerante fixa, para cada rotação existe uma abertura da EEV cujo COP é máximo. Pode-se observar também que, para uma mesma rotação, uma maior carga de refrigerante significou uma menor abertura da EEV no ponto de COP máximo. Em 3600rpm, por exemplo, a abertura da EEV que resultou num máximo COP na carga de 550g foi de 62%, enquanto que na carga de 580g a abertura ótima foi de 57%. A Figura 15 mostra um gráfico semelhante ao da Figura 14, porém agora com duas temperaturas do fluido secundário na entrada do evaporador ( $T_{sfei} = 5^{\circ}C$  e  $10^{\circ}C$ ). A carga de refrigerante foi de 550g. Para uma rotação constante, a redução da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador resultou numa menor abertura da EEV no ponto de COP máximo. Por exemplo, na temperatura de  $5^{\circ}C$  e na rotação de 3000rpm, o COP máximo foi obtido com 51% de abertura, enquanto que na temperatura de  $10^{\circ}C$  e na mesma rotação, a abertura ótima foi de 59%. Os valores de COP máximo em cada rotação também foram menores na temperatura do fluido secundário de  $5^{\circ}C$ , devido à redução da pressão de evaporação.

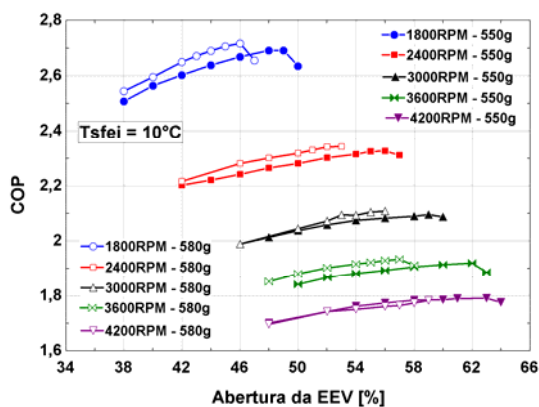


Figura 14. COP vs. abertura da EEV (cargas de refrigerante de 550 e 580g).

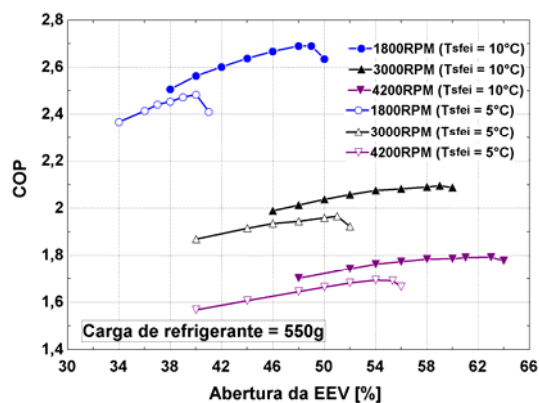


Figura 15. COP vs. abertura da EEV (Temperaturas de 5°C e 10°C).

## 5. Conclusões

O efeito da carga de refrigerante, da rotação do compressor e do grau de abertura de uma EEV sobre a performance de um sistema de refrigeração hermético de pequeno porte foi investigado neste trabalho. Um aparato experimental especialmente desenvolvido foi descrito em detalhes e mostrou-se capaz de variar independentemente as três variáveis em questão, bem como as condições do fluido secundário no evaporador e no condensador. Dois tipos de ensaios experimentais foram realizados: ensaios com carga variável e ensaios com abertura da EEV variável.

O aumento da carga de refrigerante, com a rotação do compressor e a abertura da EEV fixas, provocou uma redução do superaquecimento na saída do evaporador e um aumento do COP, exceto na combinação 1800rpm / 38% (Figuras 6, 7 e 8). Além disso, observou-se que para cada par abertura da EEV - rotação do compressor, há uma carga de refrigerante específica que origina um COP máximo (Figura 9).

Os testes com variação da abertura da EEV e com carga de refrigerante constante mostraram que para cada rotação existe uma abertura da EEV que origina um COP máximo (Figura 14 e 15). Os resultados mostraram também que o aumento da carga de refrigerante ou a diminuição da temperatura do fluido secundário na entrada do evaporador provocaram uma redução da abertura ótima (Figuras 14 e 15).

Os resultados apresentados neste trabalho mostram oportunidades para a implementação de sistemas de controle multivariáveis que tirem proveito de combinações adequadas da carga de refrigerante, da rotação do compressor e da abertura de uma EEV e, dessa forma, maximizem a eficiência energética de sistemas de refrigeração.

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem à Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) pelo suporte financeiro. Os autores também se mostram gratos pelo suporte técnico e financeiro da Empresa Brasileira de Compressores S.A. Agradecimentos também devem ser feitos aos Srs. Arthur Marcinichen Jeremias, Alan Berwanger e Cléber Knies pela dedicação à construção do aparato experimental e à realização dos ensaios experimentais.

## 7. Referências

- Apra, C., Mastrullo, R., 2002, "Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407C", *Applied Thermal Engineering*, vol. 22: p. 205-218.
- Choi, J., Kim, Y., 2003, "Capacity modulation of an inverter-driven multi-air conditioner using electronic expansion valves", *Energy*, vol. 28: p. 141-155
- Choi, J., Kim, Y., 2004, "Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charge conditions", *Int. J. Refrig.*, vol. 27: p. 378-384.
- Outtagarts, A., Haberschill, P., Lallemand, M., 1997, "The transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve", *Int. J. of Energy Research*, vol. 21: p. 793-807.
- Tassou, S., Qureshi, T., 1996, "Variable-speed capacity control in refrigeration systems", *Applied Thermal Engineering*, vol. 16, no. 2: p. 103-113.
- Yang, D., Lee, G., Kim, M., Cho, Y., Hwang, Y., Chung, B., 2004, A study on the capacity control using a variable speed vapor compression system using superheat information at compressor discharge, *International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, paper R164.
- Stoecker, W., Jones, J., 1982, *Refrigeration and Air Conditioning*, McGraw-Hill, São Paulo, 481 p.

**EXPERIMENTAL STUDY OF THE COMBINED EFFECT OF THE REFRIGERANT CHARGE,  
COMPRESSOR SPEED AND EXPANSION VALVE OPENING IN REFRIGERATION SYSTEMS**

Gustavo Pöttker  
Cláudio Melo

Federal University of Santa Catarina  
Department of Mechanical Engineering  
88040-900 – Florianópolis – SC  
Fone: 55 48 3234 5691 - Fax: 55 48 3234 5166  
melo@polo.ufsc.br

**Abstract**

This study investigates the combined effect of the refrigerant charge, compressor speed and expansion valve opening on the performance of a small capacity hermetic refrigeration system, aiming the identification of maximum efficiency operation conditions. An experimental set-up was specially designed and constructed. Such a set-up is essentially a vapor compression refrigeration system comprising a variable speed compressor, a PWM (Pulse Width Modulated) electronic expansion valve and an apparatus to control the refrigerant charge. Tests were performed varying independently the compressor speed, the expansion valve opening and the refrigeration charge and also the heat exchangers operation conditions. It was shown that for fixed refrigerant charge and compressor speed there is a valve opening that provides a maximum coefficient of performance (COP).

Keywords: refrigerant charge, variable speed compressor, electronic expansion valve, coefficient of performance.

## ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE UM TUBO CAPILAR E UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO ELÉTRICA NUM SISTEMA DOMÉSTICO DE REFRIGERAÇÃO

**Jackson Braz Marcinichen**

**Cláudio Melo**

Universidade Federal de Santa Catarina  
Departamento de Engenharia Mecânica  
88040-900 – Florianópolis – SC  
Fone: 55 48 3234 5691 – Fax: 55 48 3234 5166  
melo@polo.ufsc.br

**Resumo.** O objetivo principal deste trabalho foi comparar o desempenho de um refrigerador doméstico montado inicialmente com um tubo capilar (TC) e posteriormente com uma válvula de expansão elétrica (VEE). Para tanto um refrigerador do tipo top-mount de 513 litros, montado originalmente com um tubo capilar, foi adaptado para operar com uma válvula de expansão controlada por PWM (pulse width modulated). Análises comparativas entre os resultados obtidos através de testes normalizados de pull-down e de consumo de energia, realizados em três temperaturas ambientes (18°C, 32°C e 43°C) e com três rotações do compressor (2000rpm, 3600rpm e 4500rpm), foram então realizadas. Os resultados mostraram que o sistema VEE apresenta um menor consumo de energia somente em condições de elevada carga térmica (temperatura ambiente de 43°C) e de baixa capacidade de refrigeração (rotação do compressor de 2000 rpm). Com relação aos testes de pull-down, as diferenças se mantiveram dentro da faixa de  $\pm 3\%$ .

*Palavras chave:* tubo capilar, válvula de expansão elétrica, refrigerador doméstico, energia.

### 1. Introdução

Tubos capilares (TC) são universalmente empregados em sistemas domésticos de refrigeração, principalmente devido ao seu baixo custo, a ausência de partes móveis e principalmente devido a possibilidade de utilização de compressores de baixo torque de partida. Tubos capilares são, entretanto, dispositivos de expansão que não se ajustam às variações das condições de operação do sistema. Na presença de tais variações quem se ajusta é o próprio sistema de refrigeração, e o faz sempre com redução do coeficiente de performance. Tubos capilares são ainda facilmente obstruídos por elementos estranhos ao circuito, o que pode afetar a eficiência do sistema e até interromper a sua operação (Marcinichen, 2001).

Válvulas de expansão elétricas (VEE) apresentam mecanismos de controle realimentados, os quais ajustam a abertura da válvula mantendo constante o grau de superaquecimento na saída do evaporador em todas as condições de operação do sistema. Em contrapartida tais dispositivos possuem partes móveis e um custo relativamente elevado.

O objetivo principal deste trabalho foi avaliar as potencialidades de utilização de uma válvula de expansão elétrica num sistema doméstico de refrigeração. O sistema foi primeiramente montado com um tubo capilar e posteriormente com uma válvula de expansão controlada por PWM (pulse width modulated). Testes normalizados de pull-down e de consumo de energia, com carregamento nos dois compartimentos (refrigerador e congelador), foram então realizados com o objetivo de comparar o desempenho dos sistemas TC e VEE.

Numa primeira etapa, Marcinichen et al. (2004) realizaram testes com o sistema descarregado, ou seja, em condições de baixa carga térmica. Os resultados dos testes de pull-down não foram inteiramente conclusivos, mas os testes de consumo de energia mostraram que o sistema TC era mais eficiente. Observou-se também que o consumo de energia do sistema VEE diminuía com o aumento da temperatura ambiente.

Diante desses fatos, realizou-se uma segunda etapa de testes, agora com carregamento nos compartimentos. A intenção foi a de aumentar a carga térmica e com isso tentar explorar eventuais benefícios da VEE sobre o comportamento do sistema. Nesses testes foram consideradas três temperaturas ambientes (18°C, 32°C e 43°C) e três rotações do compressor (2000rpm, 3600rpm e 4500rpm).

Trabalhos correlatos podem ser encontrados na literatura, Tassou e Al-Nizari (1991), Aprea e Mastrullo (2002), Choi e Kim (2002 e 2003), embora todos, sem exceção, sejam referentes a sistemas com elevadas capacidades de refrigeração, o que confere um caráter inédito a este trabalho.

As características de funcionamento da VEE e algumas recomendações para a sua instalação serão inicialmente apresentadas. Em seguida, os resultados obtidos com os sistemas TC e VEE serão apresentados e discutidos. Ao final do trabalho uma análise comparativa entre os dois sistemas será realizada como forma de se identificar eventuais potencialidades da VEE.

## 2. Sistema válvula de expansão elétrica (VEE) / placa eletrônica (PE)

Neste item serão apresentadas as principais características do sistema VEE/PE, juntamente com algumas recomendações de instalação.

### 2.1. Características do sistema VEE/PE

A válvula de expansão em questão consiste basicamente de um sistema palheta, orifício, bobina. A abertura da válvula é comandada pela aplicação de uma tensão na bobina, que gera um campo magnético responsável pela movimentação da palheta. O tempo de aplicação da tensão e conseqüentemente o tempo de abertura da válvula (largura de pulso) é proporcional ao grau de superaquecimento na saída do evaporador.

A placa eletrônica opera através de três parâmetros, quais sejam: período de pulso (T), ciclo ativo máximo (DM) e ciclo ativo (D). Esses parâmetros podem variar de acordo com a capacidade do sistema de refrigeração e devem ser adequadamente ajustados para garantir o correto funcionamento da válvula.

O máximo fluxo de massa fornecido por esse tipo de válvula é uma função do diâmetro do orifício e do DM. Dessa forma, para um mesmo diâmetro de orifício, a válvula pode trabalhar numa ampla faixa de capacidade de refrigeração, bastando para isso ajustar eletronicamente o parâmetro DM.

As principais vantagens deste tipo de válvula são as seguintes: controle adequado em baixos fluxos de massa, baixo consumo de energia (~0,5W), elevada vida útil (~30anos), baixo peso e pequeno tamanho, fechamento durante a parada de compressor (minimização das perdas cíclicas), operação estável sem compensação eletrônica e controle efetivo em baixos graus de superaquecimento (~3°C).

### 2.2. Recomendações para a instalação da VEE

Para evitar possíveis anomalias e/ou a perda de eficiência do sistema VEE/PE alguns cuidados devem ser tomados quando da sua instalação num sistema de refrigeração, quais sejam:

- i) instalar um trocador de calor linha de líquido/linha de sucção para garantir a presença de líquido na entrada da válvula (Figura. 1),
- ii) instalar dois termistores, um na entrada do evaporador e outro na saída do congelador, para controlar o grau de superaquecimento, e
- iii) instalar um acumulador de líquido (estabilizador) na saída do evaporador para garantir um grau de superaquecimento estável.

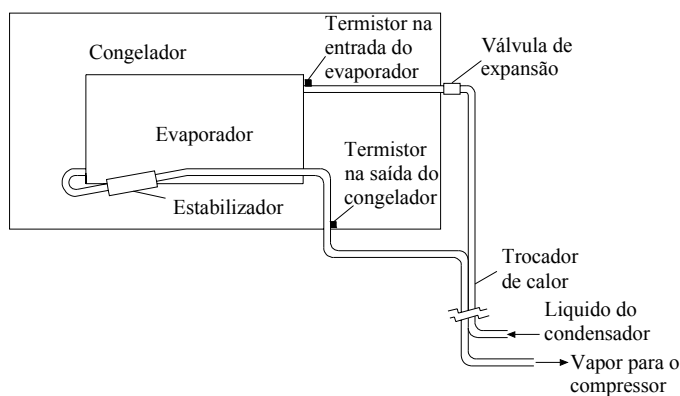


Figura 1. Instalação da VEE

## 3. Sistema TC

Os testes aqui reportados foram realizados com um refrigerador doméstico do tipo *top-mount*, de 513 litros, onde a operação do compressor era controlada através da temperatura do refrigerador, enquanto um *damp*er mecânico era utilizado para controlar a temperatura do congelador.

### 3.1. Instrumentação

O compressor original do sistema foi substituído por um de capacidade similar, mas com inversão de frequência (VCC – *variable capacity compressor*). Adicionalmente incorporou-se ao sistema um medidor de fluxo de massa do tipo *Coriolis*. Esse medidor foi instalado na descarga do compressor e devido ao seu pequeno volume interno, pouco afetou a carga de refrigerante originalmente empregada.

As pressões de sucção e descarga foram medidas através de dois transdutores de pressão absoluta. As temperaturas foram medidas através de cabos de compensação do tipo T, com bitola 24 AWG. Os termopares utilizados para medir a temperatura do ar foram inseridos e estanhados dentro de massas padrão de cobre (ISO 7371, 1985). Os demais foram estanhados diretamente sobre a superfície dos tubos.

A temperatura ambiente foi tomada como a média aritmética das indicações de três termopares colocados no centro geométrico das paredes laterais e da parede frontal e a 15cm dessas (ISO 7371, 1985).

O refrigerador foi posicionado a 30cm dos anteparos laterais e a 12cm da parede posterior, de acordo com as recomendações da norma ISO 7371(1985).

Para medição da tensão, corrente, potência, frequência e consumo de energia foram utilizados equipamentos específicos, devidamente calibrados. Todos os sinais gerados pelos transdutores foram adquiridos por um sistema de aquisição de sinais, de fabricação HP.

### 3.2. Resultados dos testes

O sistema original, com carregamento e com uma carga de HFC134a de 106,7gramas, foi submetido a testes normalizados de pull-down e de consumo de energia, de acordo com as condições indicadas na Tabela 1. Durante os testes de consumo de energia o congelador foi carregado com pacotes de tilose (ISO 8561, 1997). Nos testes de pull-down o congelador foi carregado com 16 potes de água de 1 litro e o refrigerador com 45 latas de refrigerante de 350ml, distribuídas entre as três prateleiras.

Tabela 1. Condições de teste para o sistema TC

Teste	Temperatura (°C) / rotação (rpm)
Pull-down	18 / 3600
	32 / 3600
	43 / 3600
Consumo de energia	18 / 3600
	32 / 2000, 3600 e 4500
	43 / 3600

O tempo de pull-down foi definido como aquele necessário para reduzir a temperatura média dos potes de água no congelador para 3°C. A Tabela 2 mostra os resultados obtidos.

Tabela 2. Tempos de pull-down / sistema TC

Temperatura ambiente (°C)	Tempo de pull-down
18,1	1h 59min
32,0	4h 00min
43,1	5h 43min

Como esperado, observou-se que o tempo de pull-down aumentou com o aumento da temperatura ambiente.

Os testes de consumo de energia foram realizados de acordo com as recomendações da norma ISO 8561 (1997), que utiliza como referência as temperaturas de -18°C e 5°C, respectivamente para os compartimentos do congelador e do refrigerador. Para tanto foram realizados dois testes, um com o termostato e o *damp*er posicionados para gerar temperaturas superiores as de referência e outro para gerar temperaturas inferiores as de referência. Os consumos de energia nas duas temperaturas de referência foram determinados através de interpolações lineares utilizando os resultados dos dois testes. O maior valor obtido foi adotado como representativo do consumo de energia do sistema. Deve-se ressaltar que para propósitos de análise considerou-se apenas o consumo do compressor. A Tabela 3 mostra os resultados obtidos.

Tabela 3. Consumo de energia / sistema TC

Condição de teste	Consumo de energia (kWh / mês)
18°C / 3600rpm	23,41
32°C / 2000rpm	38,89
32°C / 3600rpm	46,57
32°C / 4500rpm	54,45
43°C / 3600rpm	76,13

Como esperado, verificou-se também que o consumo de energia aumentou com a temperatura ambiente e com a rotação do compressor.



#### 4. Sistema VEE

Antes de instalar a VEE no sistema, tornou-se necessário promover algumas modificações na placa eletrônica. As principais alterações foram: i) implementação de um controle para a equalização das pressões no instante em que o compressor interrompe o seu funcionamento, ii) implementação de um controle para atuação da VEE no instante da partida do compressor, quando o superaquecimento é inexistente, iii) implementação de *trimpots* de ajuste de T e DM e iv) implementação de um sinal de tensão proporcional a D/DM. Esse sinal reflete o comportamento da válvula, permitindo, por exemplo, relações com o grau de superaquecimento ou com o fluxo de massa.

O sistema de refrigeração precisou também ser modificado para permitir a instalação da VEE. As principais alterações promovidas no sistema seguiram as recomendações apresentadas no item 2.2, quais sejam: instalação de um trocador de calor linha de líquido/linha de sucção de 1,20m de comprimento, instalação de uma VEE com diâmetro de orifício igual a 0,65mm, instalação de um acumulador de líquido (estabilizador de superaquecimento) com aproximadamente 50cm<sup>3</sup> na saída do evaporador e instalação de dois termistores NTC (resistência nominal de 10kΩ a 25°C e classe 0,1°C), um na entrada do evaporador e outro na saída do congelador.

##### 4.1. Determinação da carga de refrigerante e do parâmetro DM

Devido às alterações introduzidas no sistema, com o conseqüente aumento do volume interno, uma nova carga de refrigerante teve que ser determinada.

Durante os testes de determinação de carga o período (T) foi mantido em 2,0s, seguindo recomendações do fabricante, a temperatura ambiente em 32°C e a rotação em 3600rpm. Para cada carga de refrigerante ajustou-se o valor de DM até que o grau de superaquecimento na saída do evaporador se tornasse nulo. Os resultados dos testes com cinco diferentes cargas de HFC134a (109,9g, 120,1g, 130,8g, 141,0g, 151,1g) encontram-se ilustrados nas Figuras 2 e 3.

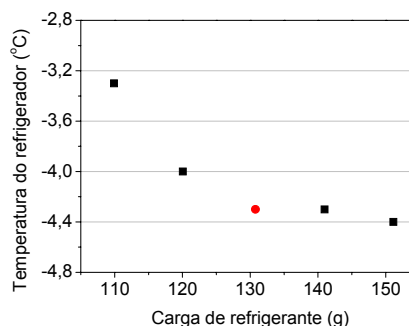
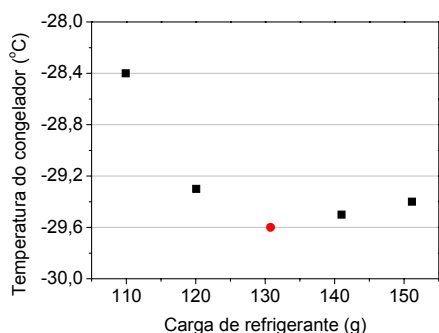


Figura 2. Temperatura do congelador vs. carga      Figura 3. Temperatura do refrigerador vs. carga

Observou-se que a partir da carga de refrigerante de 130,8gramas o fluxo de massa, a pressão de sucção, a potência do compressor e as temperaturas dos compartimentos congelador e refrigerador, permaneciam praticamente constantes. Concluiu-se então que a carga ideal de refrigerante para o sistema VEE era de 130,8gramas.

##### 4.2. Resultados dos testes

O sistema VEE, com carregamento e com uma carga de HFC134a de 130,8gramas, foi submetido a testes normalizados de pull-down e de consumo de energia, de acordo com as condições indicadas na Tabela 1.

Os parâmetros T e DM foram ajustados para os testes de pull-down, respectivamente nos valores de 2s e 80% (1,6s). O valor de DM adotado representa o máximo permitido pela PE e foi escolhido com a intenção de maximizar o fluxo de massa de refrigerante para assim minimizar o tempo de pull-down. Os resultados dos testes são mostrados na Tabela 4.

Tabela 4. Tempos de pull-down / sistema VEE

Temperatura ambiente (°C)	Tempo de pull-down
18,8	1h 55min
32,6	3h 56min
42,8	5h 51min

A exemplo dos testes realizados com o sistema TC o tempo de pull-down cresceu com o aumento da temperatura ambiente.

Para realizar os testes de consumo de energia, primeiramente ajustou-se o parâmetro DM para cada condição de teste. O valor de ajuste foi definido como aquele que originava um superaquecimento mínimo na saída do evaporador na condição de regime permanente e com o sistema descarregado. Os valores obtidos são mostrados na Tabela 5.

Tabela 5. Ciclo ativo máximo

Condição de teste	Ciclo ativo máximo (s)
18°C / 3600rpm	1,10
32°C / 2000rpm	1,30
32°C / 3600rpm	1,30
32°C / 4500rpm	1,30
43°C / 3600rpm	1,55

Os procedimentos utilizados durante os testes de consumo de energia com o sistema TC foram também aqui adotados. Os resultados obtidos são mostrados na Tabela 6.

Tabela 6. Consumo de energia / sistema VEE

Condição de teste	Consumo de energia (kWh / mês)
18°C / 3600rpm	26,85
32°C / 2000rpm	37,63
32°C / 3600rpm	50,90
32°C / 4500rpm	58,74
43°C / 3600rpm	73,79

Neste caso, obteve-se também um aumento do consumo de energia com o aumento da temperatura ambiente e com a rotação do compressor. O consumo de energia do par VEE/PE foi medido de forma independente, obtendo-se um valor de 1,42kWh/mês.

## 5. Sistema VEE vs. TC

Os tempos de pull-down dos dois sistemas são comparados na Figura 4 e na Tabela 7.

Tabela 7. Tempos de pull-down / análise comparativa

Temperatura (°C)	Tempo de pull-down (h)	
	sistema TC	sistema VEE
18	1h 59min	1h 55min
32	4h 00min	3h 56min
43	5h 43min	5h 51min

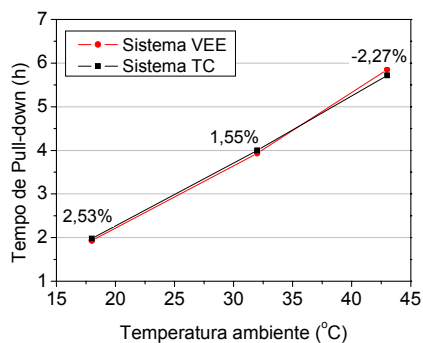


Figura 4. Tempos de pull-down / análise comparativa

Observa-se que os tempos de pull-down dos dois sistemas, para uma mesma temperatura ambiente, se mantiveram dentro de uma faixa de variação de  $\pm 3\%$ . Verifica-se também que o tempo de pull-down do sistema VEE foi menor do que do sistema TC em baixas temperaturas e maior em altas temperaturas.

A Figura 5 mostra a evolução temporal do grau de superaquecimento na saída do evaporador para os dois sistemas na temperatura ambiente de 43°C. Observa-se que o sistema VEE consegue manter um menor superaquecimento durante as 2 primeiras horas de teste, o que se reflete diretamente numa maior capacidade de refrigeração. Após esse

período, entretanto, o sistema TC passa a ser mais efetivo, alcançando um ponto ótimo em aproximadamente 5 horas, quando o fluxo de massa através do tubo capilar gera uma capacidade de refrigeração que produz um grau de superaquecimento nulo no evaporador.

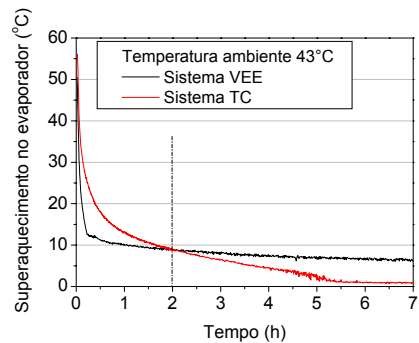


Figura 5. Superaquecimento no evaporador

A Tabela 8 mostra as capacidades médias de refrigeração dos dois sistemas durante os testes de pull-down. Verifica-se, como esperado, que as condições de maior capacidade se refletiram num menor tempo de pull-down (ver Tabela 7).

Tabela 8. Capacidades de refrigeração / análise comparativa

Temperatura (°C)	Capacidade de refrigeração (W)	
	sistema TC	sistema VEE
18	214,8	227,3
32	215,8	220,3
43	248,2	221,8

Os resultados dos testes de consumo de energia são sumarizados na Tabela 9 e nas Figuras 6 e 7. Os valores percentuais indicados nas Figuras 6 e 7 representam a diferença de consumo entre os dois sistemas em relação ao sistema TC.

Tabela 9. Consumo de energia / análise comparativa

Condições de teste Temperatura (°C) / rotação (rpm)	Consumo de energia (kWh / mês)	
	sistema TC	sistema VEE
18 / 3600	23,41	26,85
32 / 2000	38,89	37,63
32 / 3600	46,57	50,90
32 / 4500	54,45	58,74
43 / 3600	76,13	73,79

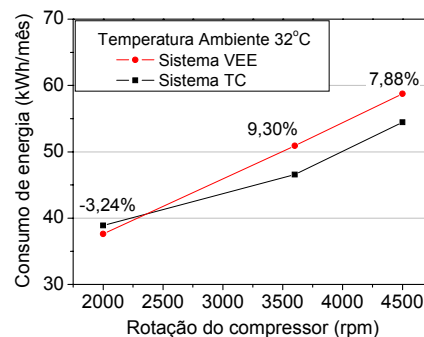
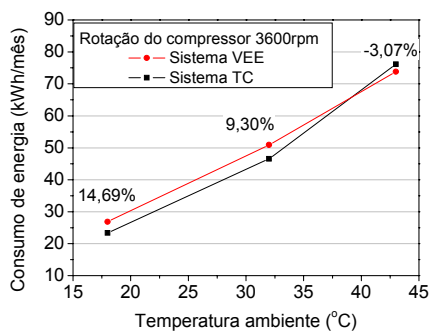


Figura 6. Consumo de energia vs. temperatura ambiente    Figura 7. Consumo de energia vs. rotação do compressor

Observa-se que o sistema VEE apresenta um menor consumo de energia somente em condições de elevada carga térmica (ambiente a 43°C) e de baixa capacidade de refrigeração (rotação de 2000rpm).

As Figuras 8 e 9 mostram o grau de superaquecimento na saída do evaporador durante um ciclo de operação do compressor respectivamente para os sistemas VEE e TC, na condição 32°C/4500rpm.

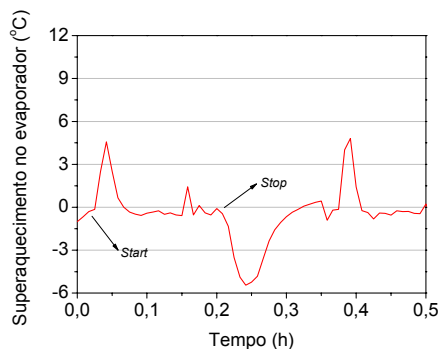
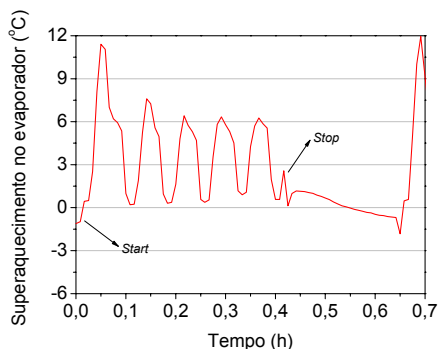


Figura 8. Superaquecimento no evaporador – sistema VEE      Figure 9. Superaquecimento no evaporador – sistema TC

Verifica-se que o grau de superaquecimento na saída do evaporador não foi adequadamente controlado através da placa eletrônica do sistema VEE, a qual gerou um valor médio de superaquecimento (4,0°C) maior do que o obtido com o sistema TC (0,2°C). Isto significa que o fluxo de massa de refrigerante através do tubo capilar se adequa melhor a taxa de transferência de calor no evaporador do que aquele fornecido pela VEE. Como consequência a capacidade de refrigeração do sistema VEE foi menor e o consumo de energia maior do que o obtido com o sistema TC.

Deve-se mencionar que o desempenho do sistema VEE pode ser melhorado através da implementação de um algoritmo mais eficiente para controlar a abertura da VEE, mantendo dessa forma um superaquecimento reduzido e constante em todas as condições de teste. Parte da dificuldade de controle do superaquecimento pode estar também associado ao diâmetro do orifício da válvula, muito provavelmente superdimensionado para o sistema em questão.

## 6. Conclusões

Neste trabalho procurou-se comparar o desempenho de um mesmo sistema de refrigeração, em termos de tempo de pull-down e de consumo de energia, utilizando um tubo capilar e uma válvula de expansão elétrica comandada pelo grau de superaquecimento como dispositivos de expansão.

Observou-se que o sistema VEE apresenta um menor consumo de energia somente em condições de elevada carga térmica (ambiente a 43°C) e de baixa capacidade de refrigeração (rotação de 2000rpm). Em todas as outras condições de funcionamento o sistema TC apresentou um menor consumo de energia. Deve ser mencionado que o menor desempenho do sistema VEE foi associado com instabilidades no controle do superaquecimento, o que pode ser creditado em parte à uma deficiência do algoritmo de controle e em parte ao diâmetro do orifício da válvula.

Durante os testes de pull-down, observou-se que nas condições de 18°C e 32°C o tempo de pull-down do sistema VEE foi ligeiramente menor, o que não ocorreu a 43°C. Deve-se mencionar, entretanto, que as diferenças observadas foram menores do que 3%.

Recomenda-se fortemente que as análises realizadas no presente trabalho sejam estendidas para outros sistemas de maior capacidade, por exemplo, aos resfriadores de bebidas.

## 5. Agradecimentos

Os autores agradecem a Embraco S.A. (Empresa Brasileira de Compressores), em particular aos engenheiros Roberto Horn Pereira e Reinaldo Maykot pelo apoio financeiro e discussões técnicas. Agradecimentos são também devidos ao acadêmico Érico Estevan Saquette dos Reis e ao técnico Luciano Vambömmel, pela montagem dos experimentos e processamento dos testes. O apoio recebido da FINEP (Financiadora de Estudos e Projetos) é também devidamente reconhecido.

## 6. Referências

- Apra, C., Mastrullo, R., 2002, “Experimental Evaluation of Electronic and Thermostatic Expansion Valves Performances using R22 and R407C”, *Applied Thermal Engineering* 22, pp. 205-218.
- Choi, J. M., Kim, Y. C., 2002, “The Effects of Improper Refrigerant Charge on the Performance of a Heat Pump with an Electronic Expansion Valve and Capillary Tube”, *Energy* 27, pp. 391-404.
- Choi, J. M., Kim, Y. C., 2003, “Capacity Modulation of an Inverter-driven Multi-air Conditioner using Electronic Expansion Valve”, *Energy* 28, pp. 141-155.
- ISO 7371, 1985, “Performance of Household Refrigerating Appliances – Refrigerator with or without Low Temperature Compartment”.

- ISO 8561, 1997, "Household Frost-Free Refrigerating Appliances – Refrigerators, Refrigerator-Freezers, Frozen Food Storage Cabinets and Food Freezers Cooled by Internal Forced Air Circulation – Characteristics and Test Methods".
- Marcinichen, J. B., 2001, "Avaliação Experimental da Redução do Fluxo de Massa em Tubos Capilares pela Deposição de Óleo Éster", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis - SC.
- Marcinichen, J. B., Melo, C., Stähelin, R., 2004, "Análise Comparativa entre um Tubo Capilar e uma Válvula de Expansão Eletrônica num Sistema Doméstico de Refrigeração", *10<sup>th</sup> Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering -ENCIT*, paper CIT04-0748.
- Tassou, S. A., Al-Nizari, H., 1991, "Investigation of the Steady State and Transient Performance of a Reciprocating Chiller Equipped with an Electronic Expansion Valve", *Heat Recovery Systems & CHP*, Vol. 11, N° 6, pp. 541-550.

## COMPARATIVE ANALYSIS BETWEEN A CAPILLARY TUBE AND AN ELECTRIC EXPANSION VALVE IN A HOUSEHOLD REFRIGERATOR

Jackson Braz Marcinichen  
Cláudio Melo

Federal University of Santa Catarina  
Department of Mechanical Engineering  
88040-900 – Florianópolis – SC  
Fone: 55 48 3234 5691 - Fax: 55 48 3234 5166  
melo@polo.ufsc.br

### Abstract

This study compares the performance characteristics of a household refrigerator equipped with an Electric Expansion Valve (EEV) with those with a capillary tube. A 513-liter top-mount refrigerator, originally equipped with a capillary tube, was retrofitted with a Pulse Width Modulated (PWM) expansion valve and extensively tested. Comparative analyses were performed based on standardized pull-down and energy consumption tests, carried out at three ambient temperatures (18°C, 32°C and 43°C) and with three compressor speeds (2000rpm, 3600rpm and 4500rpm). It was shown that the EEV system showed better performance in terms of energy consumption, as compared with the capillary tube system, only at high cooling loads (ambient temperature of 43°C) and at low cooling capacities (compressor speed of 2000rpm). For a wide range of operating conditions the Pull-down times of both systems were kept within a difference band of  $\pm 3\%$ .

Keywords: Capillary tube, electric expansion valve, household refrigerator, energy.

## INVESTIGAÇÃO IN-LOCCO DAS CARACTERÍSTICAS DE FUNCIONAMENTO DOS SISTEMAS DE DISTRIBUIÇÃO DE AR DE REFRIGERADORES NO-FROST

Cláudio Melo - [melo@polo.ufsc.br](mailto:melo@polo.ufsc.br)

Robson Olimpio Piucco - [piucco@polo.ufsc.br](mailto:piucco@polo.ufsc.br)

Joel Boeng - [joel@polo.ufsc.br](mailto:joel@polo.ufsc.br)

Universidade Federal de Santa Catarina  
Departamento de Engenharia Mecânica  
88040-900 – Florianópolis – SC  
Fone: 48 234 5691 - Fax: 48 234 5166

**Resumo.** O desempenho do sistema de circulação de ar de um refrigerador no-frost de 430 litros foi experimentalmente avaliado neste trabalho. Para tanto construiu-se um aparato experimental específico, capaz de controlar tanto a temperatura do ar em torno do refrigerador como as condições de operação do sistema de refrigeração. Vários testes foram realizados com o intuito de explorar o efeito das variáveis independentes (fluxo de massa de refrigerante, rotação do ventilador, pressão de evaporação, título do refrigerante, abertura do damper, etc) sobre o desempenho do refrigerador. O efeito da geometria do evaporador foi também analisado, através de testes com evaporadores similares submetidos a diferentes arranjos de escoamento. Os resultados experimentais, expressos em termos dos fatores de fricção e de Colburn, ambos como uma função do número de Reynolds, foram comparados e discutidos.

*Palavras chave:* refrigerador doméstico, evaporador, trocador de calor, circulação de ar.

### 1. Introdução

A questão energética é um dos mais graves problemas ambientais da atualidade e está diretamente relacionada ao baixo desempenho energético dos sistemas térmicos em operação. De acordo com estatísticas recentes do Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (Eletrobrás, 2000), a refrigeração é responsável por cerca de 11% do consumo total de energia elétrica no Brasil, o que corresponde em termos absolutos a 2,86 TWh/ano. Apesar de responder por um consumo individual de energia relativamente pequeno o refrigerador doméstico possui um papel importante no consumo nacional de energia elétrica devido ao número elevado de produtos em operação e as suas baixas eficiências termodinâmicas, que raramente ultrapassam 15% do coeficiente de performance de Carnot.

No contexto nacional, os modelos mais vendidos e, conseqüentemente, com maior impacto sobre o consumo nacional de energia são os refrigeradores com dois compartimentos refrigerados e com degelo automático, esquematizados na Figura 1.

A característica fundamental de um refrigerador no-frost é o sistema de distribuição de ar, baseado na utilização de um ventilador, dutos e um trocador de calor aletado. O ar é aspirado pelo ventilador e passa através do evaporador onde sofre um processo de resfriamento e desumidificação. O ar frio é então insuflado num plenum com o objetivo de uniformizar o escoamento. Do plenum, parte da vazão de ar é direcionada ao compartimento congelador (~70%) enquanto a outra parte é insuflada no compartimento refrigerador através de um sistema de dutos (~30%).

O ar é insuflado no congelador com velocidades da ordem de 2,0m/s e com temperaturas em torno de -30°C, para uma temperatura ambiente de 32°C. Após circular por este compartimento, o ar retorna por um fundo falso. As aberturas de retorno se situam na região frontal inferior do congelador, próximas à porta. No duto de retorno, o ar recebe calor do compartimento refrigerador enquanto perde calor para o ambiente congelador.

O ar insuflado no compartimento refrigerador é coletado no plenum através de um duto lateral e conduzido ao sistema de insuflamento do refrigerador, comumente chamado de “multiflow”. Logo na região de entrada, há um damper termo-mecânico que controla a vazão com base na temperatura do compartimento refrigerador. O “multiflow” possui um conjunto de aberturas frontais, dispostas em pares de forma simétrica e posicionadas em cinco níveis distintos no interior do compartimento refrigerador. Existem ainda duas aberturas nas extremidades para garantir uma distribuição mais homogênea de temperatura na região inferior, onde se localiza a gaveta de legumes.

O ar retorna do compartimento refrigerador através de um duto embutido na travessa superior, cuja abertura está localizada próxima à porta, no plano médio do refrigerador. No duto de retorno, o ar ganha calor do compartimento refrigerador à medida que perde calor para o ambiente do congelador até que chegue ao evaporador, onde é misturado ao ar frio proveniente do congelador. É importante mencionar que o ar que retorna do refrigerador escoa predominantemente na região central do evaporador, enquanto o ar que retorna do congelador escoa pelas regiões laterais, de modo que há uma distribuição bastante irregular de temperatura ao longo deste componente.

O projeto e o funcionamento adequado do sistema de distribuição de ar, descrito anteriormente, possui um efeito marcante sobre o desempenho do refrigerador, sendo determinante, por exemplo, no estabelecimento da temperatura do pacote mais quente (ISO 8561, 1995).

Tal assunto já mereceu a atenção de alguns pesquisadores, embora todos tenham se concentrado apenas no evaporador. Lee et al. (2002), por exemplo, compararam o desempenho de evaporadores para refrigeradores no-frost, utilizando uma bancada experimental baseada num túnel de vento e num circuito de circulação de água. Janssen et al. (2000), realizaram um trabalho semelhante, também com um túnel de vento, mas utilizando um circuito de refrigeração para controlar as condições de operação do evaporador. Karatas et al. (2000) substituíram o sistema de distribuição de ar de um refrigerador por dois túneis de vento, mantendo o evaporador, o plenum e o ventilador do sistema original. As condições de operação do evaporador foram variadas através de um sistema de circulação de água. Neste trabalho a secção de teste se aproximou bastante da situação real e houve a possibilidade de realização de experimentos com não-uniformidade de temperatura e de vazão de ar na entrada do evaporador.

No presente trabalho optou-se pela utilização do próprio refrigerador como secção de teste, mantendo assim inalteradas todas as características geométricas do sistema de distribuição de ar. O refrigerador foi mantido no interior de uma câmara climatizada e conectado a um aparato experimental, capaz de controlar e medir as condições de operação do sistema. Este arranjo permitiu investigar o efeito de diversos parâmetros, tais como: pressão de evaporação, rotação do ventilador, título do refrigerante na entrada do evaporador, fluxo de massa de refrigerante, número, forma e disposição das aberturas para passagem de ar, etc, sobre o desempenho do refrigerador. O aparato experimental desenvolvido pode também ser utilizado para caracterizar o desempenho do evaporador, em termos dos fatores de atrito e de Colburn como uma função do número de Reynolds, em condições normais de operação.

## 2. Aparato experimental

Como mencionado anteriormente utilizou-se o próprio refrigerador, no caso um refrigerador no-frost de 430 litros, como secção de teste, mantendo-se, portanto, inalterado o sistema de distribuição de ar do produto. O refrigerador foi colocado no interior de uma câmara climatizada, mantida a 32°C e construída de acordo com a normalização pertinente (ISO 7371, 1985). O evaporador foi acoplado a um aparato experimental, também conhecido por calorímetro, através do qual as condições de operação do sistema podiam ser alteradas, controladas e medidas, esquematizado na Figura 2 (Melo et al, 2004a).

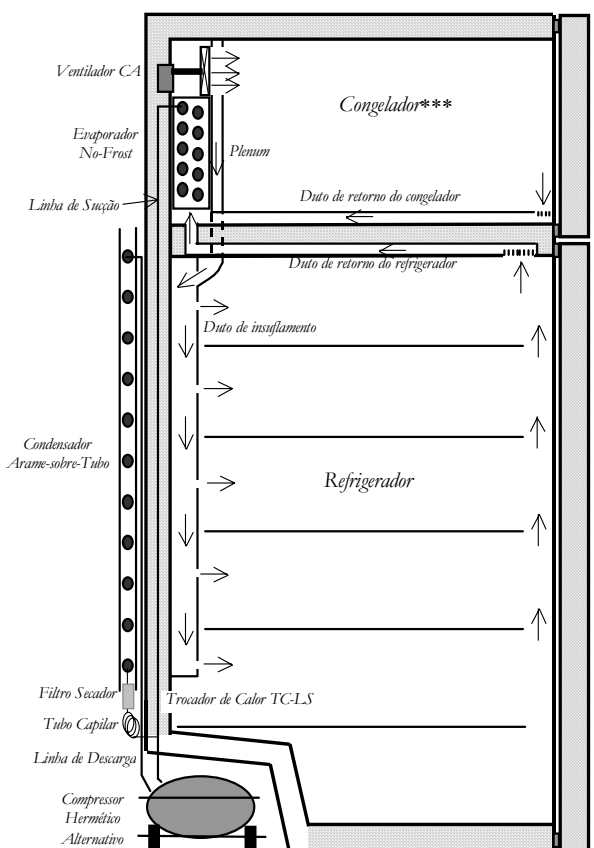


Figura 1 - Corte lateral de um refrigerador no-frost

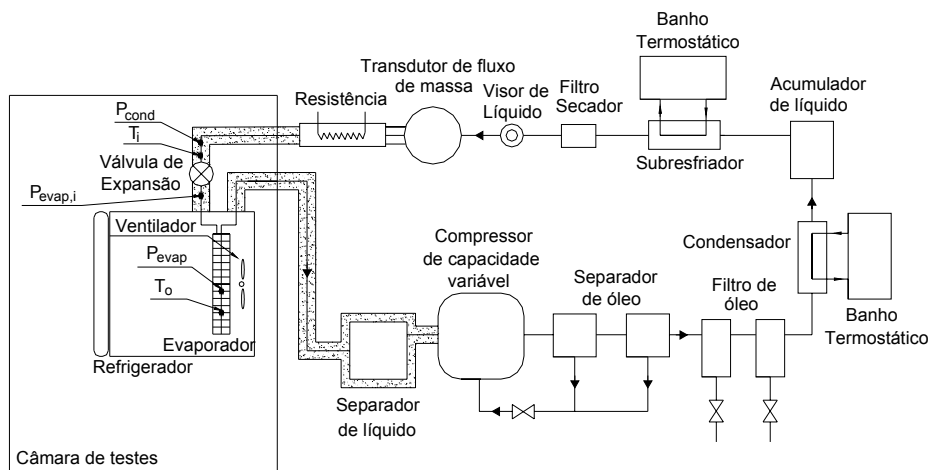


Figura 1 - Esquema do circuito de refrigeração

O fluxo de massa de HFC-134a em circulação e as pressões do sistema foram controlados por uma válvula de expansão manual e por um compressor de velocidade variável. O grau de subresfriamento na saída do condensador foi controlado por um banho termostático e por uma resistência elétrica, comandada por um PID.

As temperaturas do ar nos lados interno e externo do refrigerador foram medidas por termopares tipo T, embutidos dentro de massas padrão de cobre e com incerteza de medição máxima de  $\pm 0,2^\circ\text{C}$ , distribuídos de acordo com a normalização pertinente (ISO 7371, 1985). As temperaturas do ar na entrada e na saída do evaporador foram medidas por oito termopares tipo T, dispostos ao longo do comprimento, sendo quatro posicionados a montante e quatro a jusante do escoamento. Oito transdutores de umidade relativa, com incerteza de medição máxima de  $\pm 2,0\%$ , foram instalados nestas mesmas posições. Os pontos de medição de temperatura e de umidade relativa estão ilustrados na Figura 3.

A temperatura e a pressão do fluido refrigerante foram monitoradas na saída do evaporador e na entrada do dispositivo de expansão, respectivamente através de termopares de imersão Tipo-T (incerteza máxima  $\pm 0,2^\circ\text{C}$ ) e de transdutores de pressão absoluta (incerteza máxima de  $\pm 0,01\text{ bar}$ ).

A queda de pressão no escoamento de ar através do evaporador foi registrada através de um transdutor de pressão diferencial, com fundo de escala de 50 Pa e com erro máximo de 0,5% do fundo de escala, instalada na forma mostrada na Figura 4. Como tomadas de pressão foram utilizadas mangueiras de plástico, instaladas de forma a não perturbar o escoamento e dotadas de micro furos.

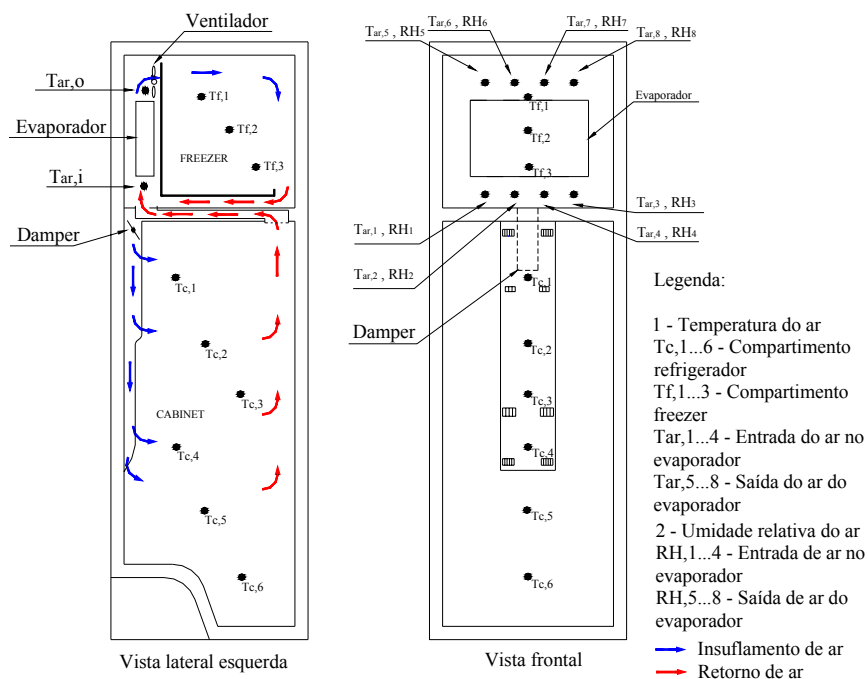


Figura 3 - Pontos de medição de temperatura e umidade relativa



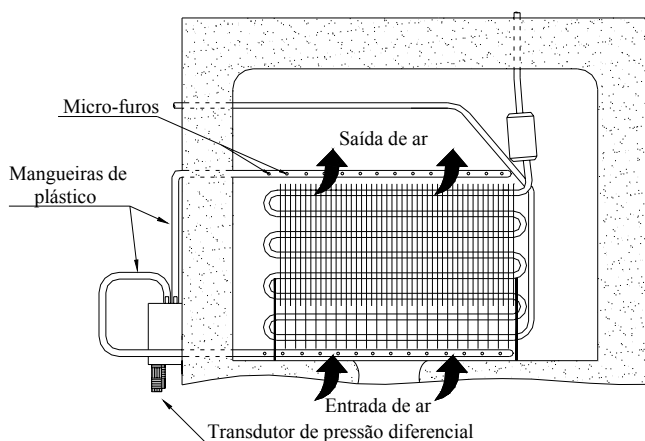


Figura 4 - Esquema do aparato de medição da perda de carga ao longo do evaporador

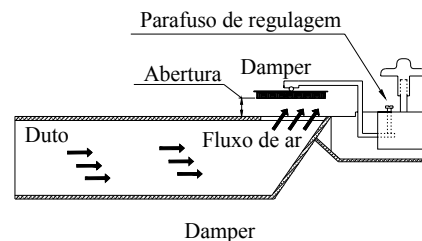


Figura 5 - Sistema de controle da abertura do damper

A abertura do damper de controle das vazões de ar em circulação foi também controlada, através do aparato ilustrado na Figura 5. Todos os sinais enviados pelos transdutores foram captados por um sistema de aquisição de sinais, conectado a um computador.

### 3. Procedimento e resultados experimentais

Inicialmente o refrigerador é colocado no interior da câmara de testes, mantida a 32°C. Assim que condições de regime permanente são obtidas, parte-se o calorímetro. O procedimento de ajuste das condições de operação desejadas, dura em média 60 minutos. Atingida a condição de operação aguardam-se mais 30 minutos, antes de se iniciar o processo de aquisição de dados. Os dados são registrados ao longo de um intervalo de 15 minutos, dos quais se extrai um outro intervalo, de 5 minutos e com menor dispersão, sobre o qual são efetuados processos de média.

#### 3.1. Análise do comportamento do refrigerador

Num primeiro conjunto de testes, optou-se por variar apenas o fluxo de massa de refrigerante, mantendo-se constantes os demais parâmetros, quais sejam: rotação do ventilador (3060 rpm), abertura do damper (6,5 mm), título do refrigerante na entrada do evaporador (42%) e a pressão de evaporação (0,730 bar) (Melo et al, 2004b, 2004c).

A capacidade de refrigeração do sistema ( $\dot{Q}_e$ ) foi determinada através de um balanço de energia no evaporador, expresso através a equação (1) a seguir.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_r (h_{r,o} - h_{r,i}) \quad (1)$$

Onde os símbolos  $\dot{m}_r$ ,  $h_{r,o}$  e  $h_{r,i}$ , representam respectivamente o fluxo de massa e as entalpias do refrigerante na saída e na entrada do evaporador.

O grau de superaquecimento na saída do evaporador ( $\Delta T_e$ ) foi calculado através da diferença entre a temperatura do refrigerante na saída do evaporador ( $T_{r,o}$ ) e a temperatura de saturação (evaporação) ( $T_{sat}$ ).

$$\Delta T_e = T_{r,o} - T_{sat} \quad (2)$$

A variação da capacidade de refrigeração e do grau de superaquecimento com o fluxo de massa de refrigerante é mostrado, respectivamente nas Figuras 6 e 7.

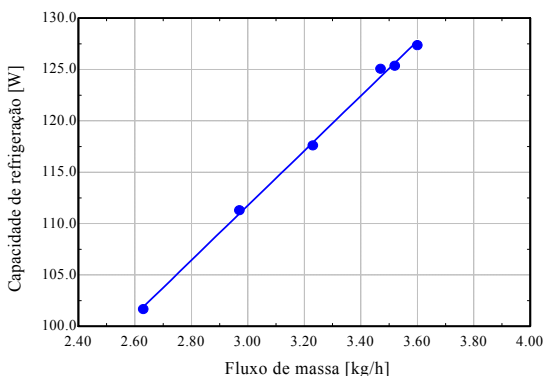


Figura 6 - Taxa de transferência de calor no evaporador em função do superaquecimento

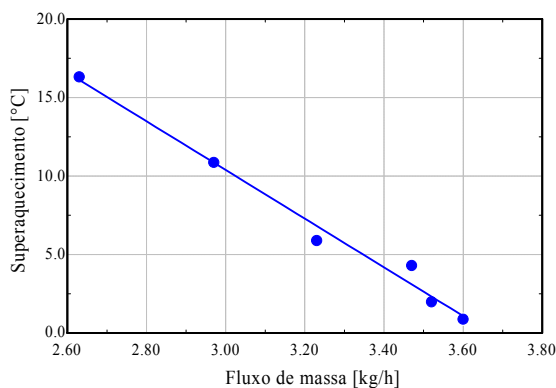


Figura 7 - Superaquecimento no evaporador em função do fluxo de massa

Pode-se verificar que a capacidade de refrigeração aumenta com o aumento do fluxo de massa devido à redução do grau de superaquecimento. Um menor grau de superaquecimento significa que a extensão da região bifásica é maior e, conseqüentemente que a taxa de transferência de calor é mais intensa. A capacidade de refrigeração pode ser relacionada diretamente com o grau de superaquecimento, como ilustrado na Figura 8, mostrando de uma maneira mais clara o comportamento descrito anteriormente.

Variando o fluxo de massa, varia-se também a perda de carga do refrigerante no evaporador. Este comportamento é ilustrado na Figura 9, onde podem ser observadas perdas de carga de até 90 mbar, o que corresponde a 2,40°C, para um fluxo de massa de 3,80 kg/h.

O fluxo de massa de refrigerante afeta também as temperaturas do ar na entrada e na saída do evaporador (Figura 10) e as temperaturas do ar nos compartimentos congelador e refrigerador (Figura 11).

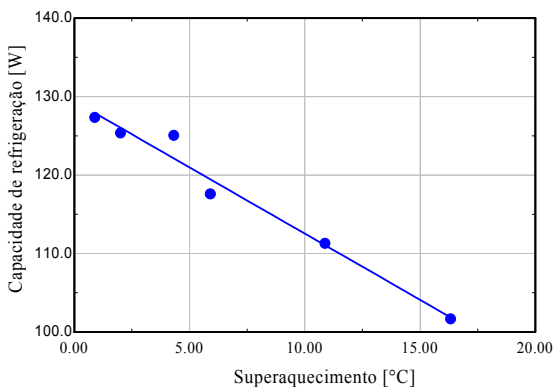


Figura 8 - Taxa de transferência de calor no evaporador em função do superaquecimento

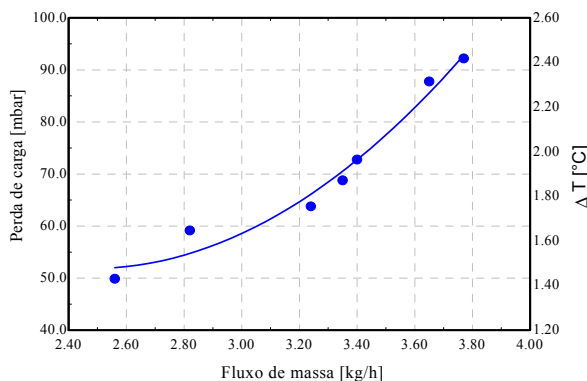


Figura 9 - Perda de carga do fluido refrigerante no evaporador em função do fluxo de massa

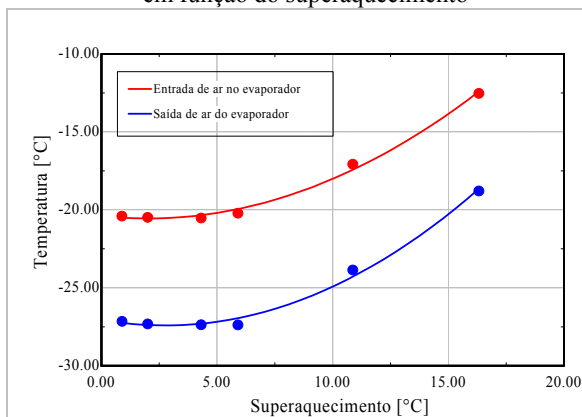


Figura 10 - Temperatura do ar nas regiões de entrada e saída no evaporador em função do superaquecimento

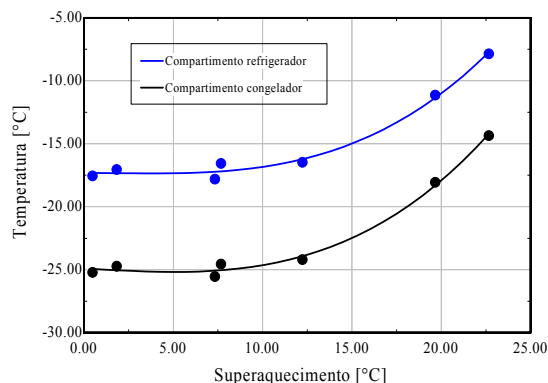


Figura 11 - Temperatura do ar nos compartimentos refrigerados em função do superaquecimento

Pode-se verificar que o efeito do superaquecimento sobre as temperaturas do ar é marcante na faixa de superaquecimento entre 5 e 15°C. Para graus de superaquecimento inferiores a 5°C, tanto as temperaturas do ar no evaporador como nos compartimento refrigerados se mantém em valores praticamente constantes.

Num segundo conjunto de testes manteve-se o fluxo de massa (3,0 kg/h) e as demais condições de operação constantes, variando apenas a rotação do ventilador. A vazão de ar através do evaporador ( $\dot{V}_a$ ) foi obtida através de um balanço de energia no lado do ar, indicado através da equação (3), a seguir.

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{Q}_e}{\rho_a(h_{a,i} - h_{a,o})} \quad (3)$$

Onde os símbolos  $\rho_a$ ,  $h_{a,i}$  e  $h_{a,o}$  representam respectivamente a massa específica do ar e as entalpias do ar na entrada e na saída do evaporador.

Como esperado a vazão de ar variou linearmente com a rotação do ventilador (Figura 12). Aumentando a vazão de ar diminui a resistência térmica no lado externo do evaporador e isso aumenta a capacidade de refrigeração (Figura 13). Uma maior capacidade de refrigeração com um fluxo de massa de refrigerante constante significa um maior grau de superaquecimento (Figura 13).

O aumento da vazão de ar provoca também um aumento da perda de carga do lado do ar, como ilustrado na Figura 14, onde se observam valores de perda de carga entre 2 e 5 Pa para a faixa de variação de vazão considerada.

O impacto da variação da rotação do ventilador sobre as temperaturas dos compartimentos refrigerados é ilustrado na Figura 15, onde se observa que aumentando a vazão de ar total em circulação, a temperatura do ar no compartimento congelador tende a crescer, ocorrendo o oposto com a temperatura do ar no compartimento refrigerador.

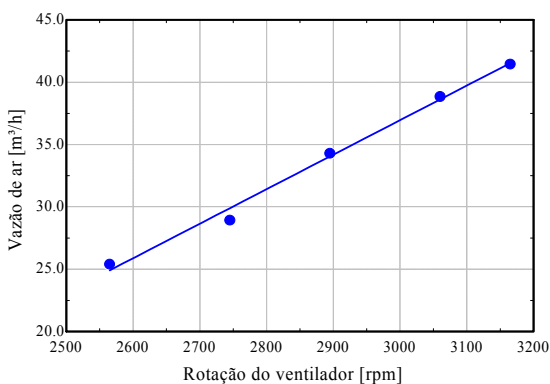


Figura 12 - Vazão de ar em função da rotação do ventilador

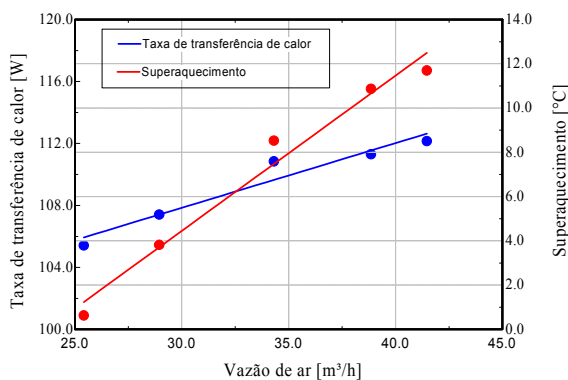


Figura 13 - Taxa de transferência de calor e grau de superaquecimento em função da rotação do ventilador

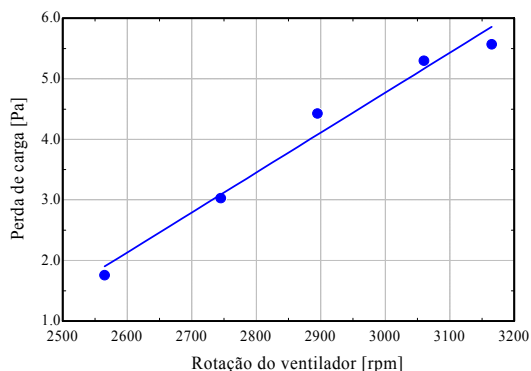


Figura 14 - Perda de carga no evaporador em função da rotação do ventilador

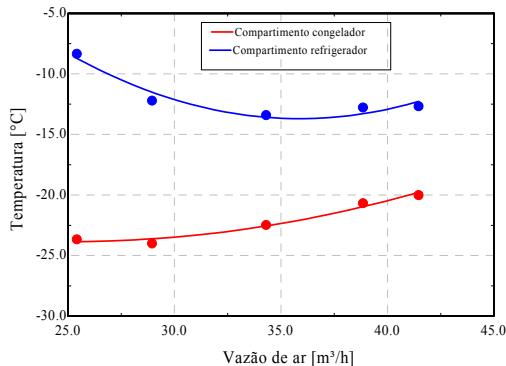


Figura 15 - Temperatura do ar nos compartimentos refrigerados em função da rotação do ventilador

Na etapa seguinte, variou-se a abertura do damper, mantendo-se as demais condições de operação constantes. Aumentando a abertura do damper aumenta a vazão de ar em circulação (Figura 16) e também a perda de carga no evaporador (Figura 17). Aumentando a vazão de ar aumentam também a capacidade de refrigeração e o grau de

superaquecimento no evaporador (Figura 18). O impacto sobre a temperatura dos compartimentos refrigerados é mostrado na Figura 19. De uma maneira geral o efeito da abertura do damper é similar ao efeito do aumento da rotação do ventilador (aumento da vazão de ar) embora o comportamento não seja linear.

### 3.2. Análise do comportamento do evaporador

O aparato experimental desenvolvido pode também ser utilizado para caracterizar o desempenho de evaporadores utilizados em refrigeradores no-frost. Esta potencialidade da bancada foi explorada através de testes com três evaporadores com características geométricas diferentes, ilustradas na Tabela 1.

Os evaporadores foram testados variando-se a rotação do ventilador, a abertura do damper, o título na entrada do evaporador e a pressão de evaporação de maneira aleatória, entre os valores especificados na Tabela 2.

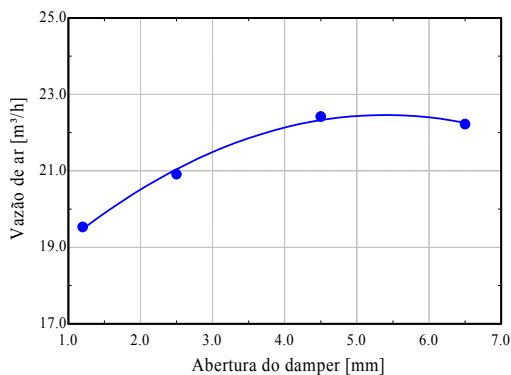


Figura 16 - Vazão de ar em função da abertura do damper

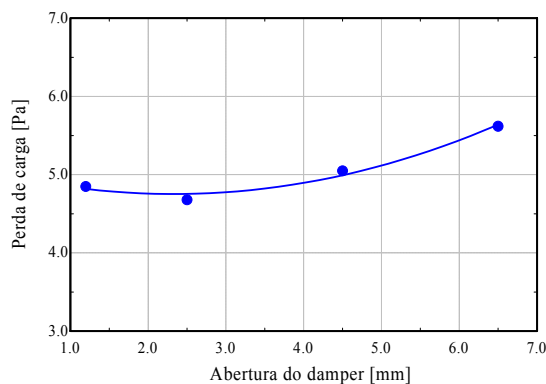


Figura 17 - Perda de carga no evaporador em função da abertura do damper

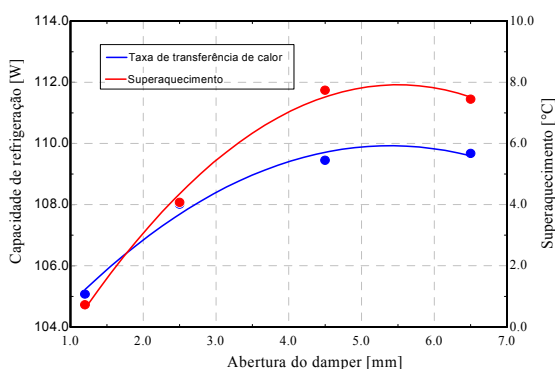


Figura 18 - Taxa de transferência de calor e superaquecimento em função da abertura do damper

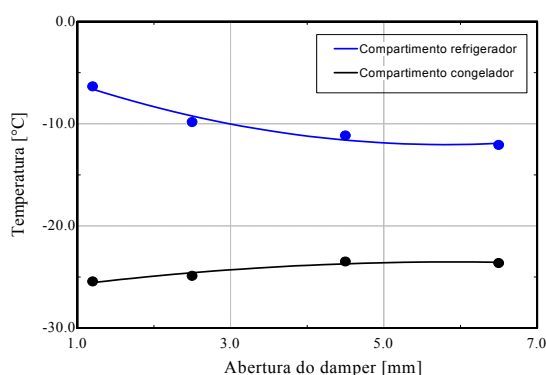


Figura 19 - Temperatura nos compartimentos refrigerados em função da abertura do damper

Para aproximar as análises da aplicação real resolveu-se comparar o desempenho dos evaporadores para uma condição de superaquecimento nulo (evaporador completamente preenchido com refrigerante).

Durante os experimentos percebeu-se que é extremamente difícil medir graus de superaquecimento inferiores a 2°C, devido a presença de líquido em suspensão no escoamento. Além disso, percebeu-se que a capacidade de refrigeração varia de uma forma linear e inversa com o grau de superaquecimento (Figura 8). Percebeu-se também que tanto a temperatura (Figura 10) como a umidade relativa do ar na entrada e saída do evaporador, não variam para graus de superaquecimento inferiores a 5°C.

Resolveu-se, portanto, realizar três testes em cada condição de operação. Em cada um desses testes a vazão de refrigerante era variada enquanto as demais condições de operação eram mantidas constantes. Isso tornou possível a obtenção de três graus de superaquecimento, sempre superiores a 2°C. A capacidade de refrigeração e as temperaturas e umidades relativas do ar na entrada e saída do evaporador, para a condição de superaquecimento nulo, eram então obtidas através de extrapolação, como indicado na Figuras 20 a 22 (Melo et al, 2005)

Tabela 1: Características geométricas dos evaporadores

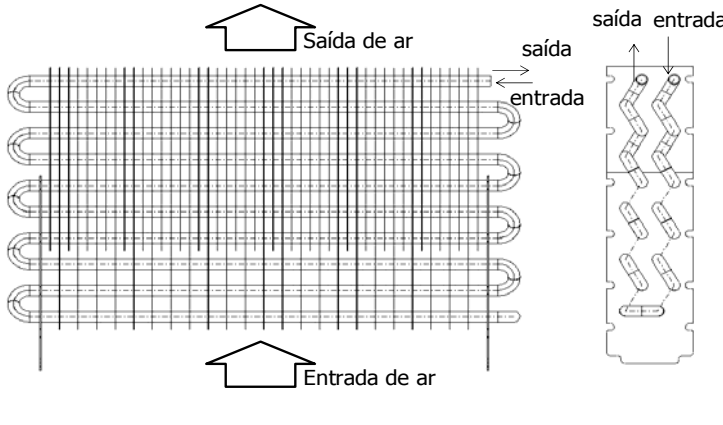
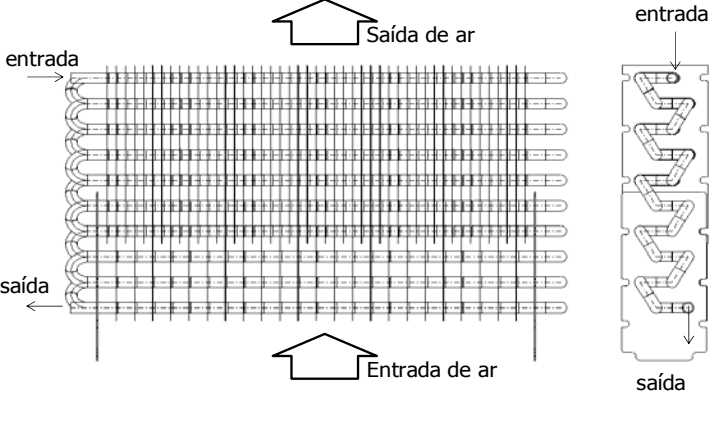
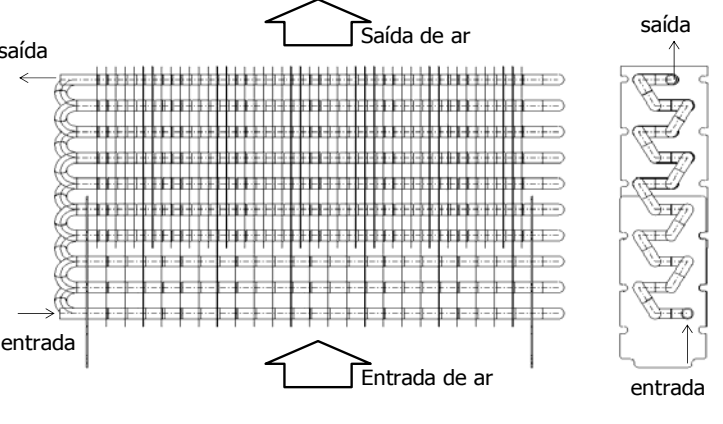
Evaporador	Características
	<p>Tipo: Original (Standard)                  Diâmetro do tubo, m: 0.00794                  Fila de tubos: 2                  Número de aletas: 24 (grande)                  Número de aletas: 23 (pequena)                  Área de face, m<sup>2</sup>: 0.02083                  Área mínima de fluxo, m<sup>2</sup>: 0.01485                  Fator de aletamento: 5.263</p>
	<p>Tipo: Contra-Corrente (Counter-Flow)                  Diâmetro do tubo, m: 0.00794                  Fila de tubos: 2                  Número de aletas: 24 (grande)                  Número de aletas: 23 (pequena)                  Área de face, m<sup>2</sup>: 0.02083                  Área mínima de fluxo, m<sup>2</sup>: 0.01485                  Fator de aletamento: 5.212</p>
	<p>Tipo: Corrente-Paralela (Parallel-Flow)                  Diâmetro do tubo, m: 0.00794                  Fila de tubos: 2                  Número de aletas: 24 (grande)                  Número de aletas: 23 (pequena)                  Área de face, m<sup>2</sup>: 0.02083                  Área mínima de fluxo, m<sup>2</sup>: 0.01485                  Fator de aletamento: 5.212</p>

Tabela 2: Condições de operação utilizada nos testes

Rotação do ventilador [rpm]	Abertura do damper [mm]	Título [%]	Pressão de evaporação [bar]
2235	Sem damper	33	0,88 (-29°C)
2565	1,2	38	0,73 (-33°C)
2745	2,5	42	0,66 (-35°C)
2895	6,5		
3060			
3165			

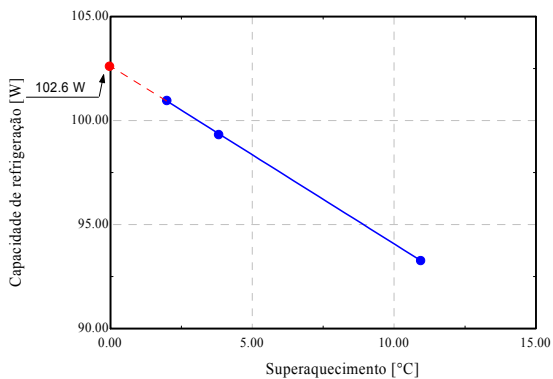


Figura 20 - Extrapolação da capacidade de refrigeração

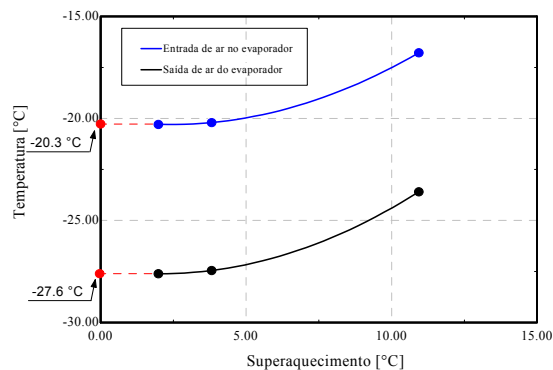


Figura 21 - Extrapolação das temperaturas do ar na entrada e na saída do evaporador

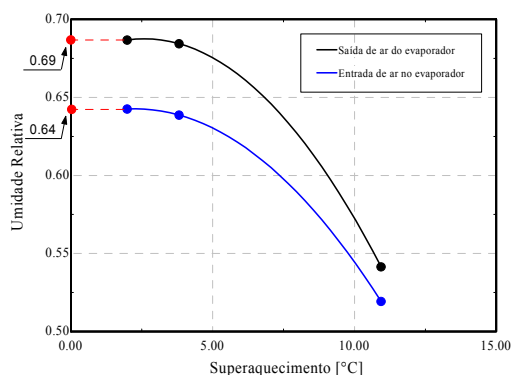


Figura 22 - Extrapolação das umidades relativas do ar na entrada e na saída do evaporador

A taxa de transferência de calor para cada evaporador e condição de operação, foi expressa através do fator  $j$  de Colburn, dado pela equação (4).

$$j = \frac{Nu}{Re \cdot Pr^{1/3}} = a \cdot Re^{b-1} \quad (4)$$

Onde  $Pr$ ,  $Nu$  e  $Re$  representam respectivamente os números de Prandtl, Nusselt e Reynolds. Estes dois últimos parâmetros são dados pelas equações (5) e (6) a seguir.

$$Nu = \frac{h_a \cdot D}{k_a} \quad (5)$$

$$Re = \frac{G_{max} \cdot D}{\mu_a} \quad (6)$$

Onde os símbolos  $k$ ,  $\mu$ ,  $D$ ,  $G_{max}$  e  $h_a$  representam respectivamente a condutividade térmica do ar, a viscosidade absoluta do ar, o diâmetro externo dos tubos do evaporador, a vazão mássica de ar por unidade de área e o coeficiente de transferência de calor por convecção do lado do ar. Este último parâmetro é dado pela equação (7), a seguir.

$$h_a = \left\{ \left( \frac{A_o}{UA} \right) - \left[ \frac{A_o}{A_i h_{r,i}} \right] \right\}^{-1} \quad (7)$$

Onde os símbolos  $A_o$  e  $A_i$  representam respectivamente a área externa total do evaporador e a área interna da tubulação. O coeficiente de transferência de calor por convecção do lado interno dos tubos ( $h_{r,i}$ ) foi obtido através da equação de Dittus-Boelter. A condutância global do evaporador foi obtida através da equação (8), mostrada a seguir.

$$UA = \frac{\dot{Q}_e}{\frac{(T_{a,i} - T_{sat}) - (T_{a,o} - T_{sat})}{\ln \frac{(T_{a,i} - T_{sat})}{(T_{a,o} - T_{sat})}}} \quad (8)$$

Onde os símbolos  $T_{a,i}$  e  $T_{a,o}$  representam respectivamente a temperatura do ar na entrada e na saída do evaporador.

A perda de carga através do evaporador foi expressa através do fator de atrito,  $f$ , dado pela equação (9), a seguir.

$$\Delta p = \frac{G_{max}}{2\rho_i} \frac{A_{min}}{A_o} \frac{\rho_m}{\rho_i} \left[ (1 + \sigma^2) \left( \frac{\rho_i}{\rho_o} - 1 \right) - f \frac{A_o}{A_{min}} \frac{\rho_i}{\rho_m} \right] \quad (9)$$

Onde os símbolos  $A_{min}$ ,  $\Delta P$  e  $\sigma$  representam respectivamente a área mínima de passagem de ar, a perda de carga no evaporador e a relação entre a área mínima e a área de face. Os sub-índices  $i$ ,  $o$  e  $m$  representam respectivamente a entrada, a saída e um valor médio entre a entrada e a saída do ar do evaporador.

A Figura 23 ilustra a variação do fator de Colburn em função do número de Reynolds para o evaporador standard. A mesma variação é mostrada na Figura 24, mas incluindo os trocadores de calor com arranjo em contra-corrente e em corrente paralela.

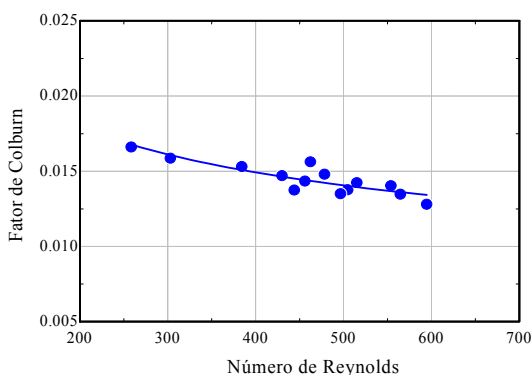


Figura 23 - Fator de Colburn em função do número de Reynolds (superaquecimento=0)

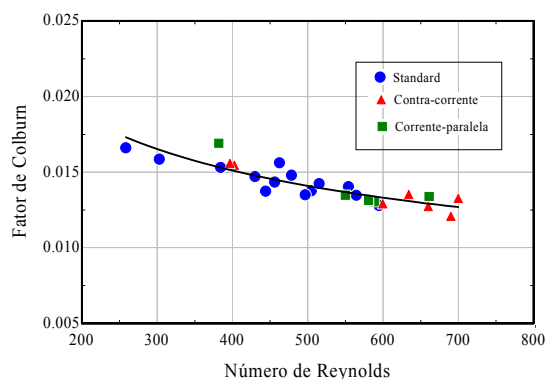


Figura 24 - Fator de Colburn em função do número de Reynolds (superaquecimento=0)

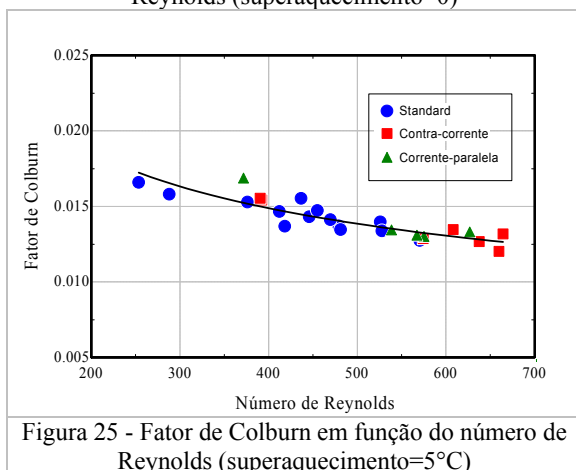


Figura 25 - Fator de Colburn em função do número de Reynolds (superaquecimento=5°C)

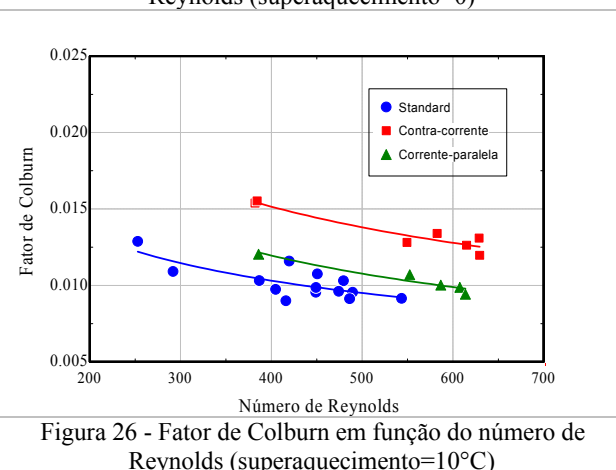


Figura 26 - Fator de Colburn em função do número de Reynolds (superaquecimento=10°C)

Como esperado, na condição de superaquecimento nulo, todos os trocadores apresentam o mesmo comportamento, podendo ser genericamente expressos através da equação (10) a seguir.

$$j = 0,098 Re^{-0,312} \tag{10}$$

Deve-se mencionar que os evaporadores foram testados com as condições de operação mostradas na Tabela 2, que incluía tanto a pressão de evaporação como o título do refrigerante na entrada do evaporador. Os resultados obtidos deixam claro que a transferência de calor é governada pelo número de Reynolds (abertura do damper e rotação do ventilador), sendo praticamente independente das outras duas variáveis. Isso já era esperado, pois nesse tipo de trocador de calor a resistência térmica do lado do ar é dominante.

A Figura 25 mostra a relação entre o fator  $j$  de Colburn e o número de Reynolds para um grau de superaquecimento de 5°C e para os três evaporadores testados. Pode-se perceber que não houve diferença entre os trocadores, muito provavelmente porque uma parte significativa do grau de superaquecimento está ocorrendo na linha de sucção.

O mesmo tipo de comportamento é mostrado na Figura 26, mas para um grau de superaquecimento de 10oC. Nesse caso fica nítido o aumento de performance fornecido pelo arranjo em contra-corrente.

A perda de carga do lado do ar do evaporador standard, expressa através do fator de atrito, é ilustrada na Figura 27. Matematicamente tal relação pode ser expressa através da equação (11), a seguir.

$$f = 234,95 Re^{-1,14} \tag{11}$$

O mesmo tipo de comportamento é ilustrado na Figura 28, para os três tipos de trocadores de calor. Pode-se perceber que os trocadores de contra-corrente e de corrente paralela apresentaram uma menor perda de carga do que o evaporador standard. A diferença de inclinação das curvas pode ser justificada pela qualidade de fabricação dos trocadores, pois o standard é um produto comercial, enquanto que os outros dois são protótipos.

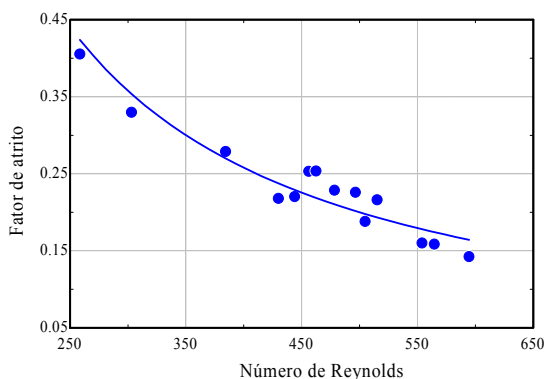


Figura 27 - Fator de atrito em função do número de Reynolds

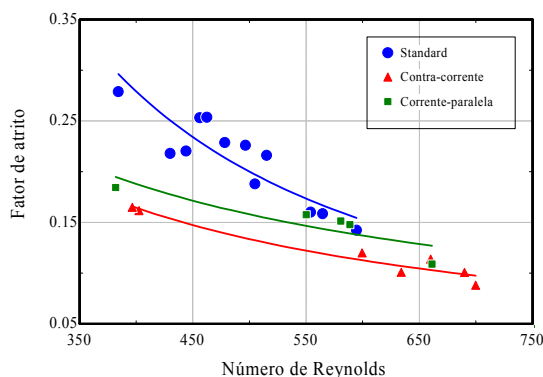


Figura 28 - Fator de atrito em função do número de Reynolds

### 3. Conclusões

Um aparato experimental capaz de avaliar o desempenho do sistema de distribuição de ar de refrigeradores no-frost foi desenvolvido. Tal aparato pode ser também empregado na avaliação das performances térmica e hidráulica de evaporadores no-frost.

Mostrou-se que a capacidade de refrigeração do sistema aumenta com o aumento do fluxo de massa de refrigerante, com o aumento da rotação do ventilador e com o aumento da abertura do damper. Mostrou-se também que o grau de superaquecimento na saída do evaporador é inversamente proporcional ao aumento do fluxo de massa de refrigerante e diretamente proporcional aos aumentos da rotação do ventilador e da abertura do damper.

Dois protótipos de evaporadores, um em contra-corrente e outro corrente-paralela, foram desenvolvidos e testados para comparação com o evaporador standard. Percebeu-se que o desempenho térmico dos três evaporadores era o mesmo para graus de superaquecimento inferiores a 5°C. Para um grau de superaquecimento de 10oC, o arranjo em contra-corrente apresentou o melhor desempenho térmico, seguido do arranjo em corrente-paralela e da configuração standard.

Dos três evaporadores testados o standard foi o que apresentou a maior perda de carga no lado do ar, especialmente em baixos números de Reynolds. Em termos de perda de carga os arranjos em contra-corrente e em corrente paralela forneceram resultados similares.



#### 4. Agradecimentos

Os autores expressam os seus agradecimentos a Multibrás Eletrodomésticos S.A. pelo apoio a este projeto de pesquisa, em particular aos senhores M. E. Marques, P. O. Duarte e C. L. Hermes. Agradecimentos também devem ser prestados aos Srs. G. Pöttker e M. Waltrich pelo auxílio prestado durante o desenvolvimento do aparato experimental.

#### 5. Referências

Eletrobrás, 2000, PROCEL: “Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica, Empresa Brasileira de Energia Elétrica S/A”, <http://www/eletrobras.gov.br/procel>.

ISO 8561, 1995, “Household Frost-Free Refrigerating Appliances – Refrigerators, Refrigerator-Freezers, Frozen Food Storage Cabinets and Food Freezers Cooled by Internal Forced Air Circulation – Characteristics and Test Methods”.

ISO 7371, 1985, “Performance of Household Refrigerating Appliances – Refrigerators With or Without Low Temperature Compartment”.

Karatas, H., Dirik, E., Derbentli, T., 2000, “An Experimental Study of Air-side Heat Transfer and Friction Factor Correlations on Domestic Refrigerator Finned-Tube Evaporator Coils”, Eighth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 25-28.

Janssen, M. Wijnstekers, J., Becks, P., Kuijpers, L., “In-Situ Evaporator Heat Transfer Experiments for Domestic Refrigerators”, Eighth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 25-28.

Lee, T-H., Lee, J-S, Oh, S-Y, Lee, M-Y, 2002, “Comparison of Air Side Heat Transfer Coefficients of Several Types of Evaporators of Household Freezer/Refrigerators”, Ninth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue, West Lafayette, Indiana – USA, July 16-19.

Melo, C., Pottker, G., Waltrich, M., Piucco, R. O., 2004a, “Calorímetro para Avaliação do Desempenho de Evaporadores No-Frost”, Relatório de Pesquisa para Multibrás Eletrodomésticos S.A., Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

Melo, C., Waltrich, M., Piucco, R. O., 2004b, “Avaliação da Performance do Desempenho de Evaporadores No-Frost”, Parte II, Relatório de Pesquisa para Multibrás Eletrodomésticos S.A., Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

Melo, C., Boeng, J., Piucco, R. O., 2004c, “Avaliação do Desempenho de Evaporadores No-Frost, Parte III”, Relatório de Pesquisa para Multibrás Eletrodomésticos S.A., Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

Melo, C., Piucco, R. O., Boeng, J., 2005, “Avaliação do Desempenho de Evaporadores No-Frost, Parte IV”, Relatório de Pesquisa para Multibrás Eletrodomésticos S.A., Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

## IN-SITU INVESTIGATION OF THE OPERATIONAL CHARACTERISTICS OF THE AIR DISTRIBUTION SYSTEMS OF NO-FROST REFRIGERATORS

Cláudio Melo - [melo@polo.ufsc.br](mailto:melo@polo.ufsc.br)

Robson Olímpio Piucco - [piucco@polo.ufsc.br](mailto:piucco@polo.ufsc.br)

Joel Boeng - [joel@polo.ufsc.br](mailto:joel@polo.ufsc.br)

Department of Mechanical Engineering

Federal University of Santa Catarina

88040-900 - Florianópolis – SC – Brazil

Phone: (55) 48 3234-5691 / Fax: (55) 48 3234-5166

*Abstract: In this work the performance of the air distribution system of a 430 liters no-frost refrigerator in practical circumstances was experimentally evaluated. For doing so a specially prepared experimental apparatus was developed to control both the air temperature around the refrigerator and the system operating conditions. Several tests were performed to explore the effect of the independent variables (refrigerant mass flow rate, fan speed, evaporation pressure, refrigerant quality, damper opening, etc) on the system performance. The geometric effect of the heat exchanger was also analyzed by testing similar evaporators with different flow arrangements. The results, expressed in terms of the friction and Colburn factors, both as a function of the Reynolds number, were compared and discussed.*

*Key words: household refrigerator, evaporator, heat exchanger, air flow.*

# TRANSFERÊNCIA DE CALOR E PERDA DE CARGA EM EVAPORADORES NO-FROST

**Cláudio Melo**

**Luiz Gustavo Pereira**

**Joel Beng**

Universidade Federal de Santa Catarina

Departamento de Engenharia Mecânica

88040-900 – Florianópolis – SC

Fone: 48 234 5691 - Fax: 48 234 5166

[melo@polo.ufsc.br](mailto:melo@polo.ufsc.br)

**Resumo.** Neste trabalho desenvolveu-se um aparato e um procedimento experimental para avaliar o desempenho termo-hidráulico de evaporadores para refrigeradores no-frost. O aparato desenvolvido é composto por um túnel de vento para medir a taxa de transferência de calor do lado do ar e por um sistema de circulação de água para medir a taxa de transferência de calor do lado do refrigerante. Testes foram realizados com três evaporadores de geometrias distintas sendo os resultados expressos através dos fatores  $f$  de atrito e  $j$  de Colburn, ambos em função do número de Reynolds do escoamento. Análises comparativas com outros trabalhos disponíveis na literatura são também apresentadas e discutidas.

**Palavras chave:** evaporador, trocador de calor, no-frost, túnel de vento.

## 1. Introdução

O resfriamento do ar em refrigeradores que utilizam degelo automático se dá predominantemente por convecção forçada em evaporadores do tipo tubo-aleta. Apesar da relativa abundância de artigos na literatura abordando diferentes aspectos de transferência de calor e de perda de carga em trocadores de calor tubo-aleta, existe uma falta de informações para a classe específica de evaporadores utilizados em refrigeradores 'no-frost'.

Existem vários aspectos que diferenciam os evaporadores 'no-frost' dos evaporadores tubo-aleta convencionais. Primeiramente nestes evaporadores o escoamento do ar se dá no sentido da altura e não no sentido da profundidade do trocador de calor. Dessa forma a área frontal é muito menor e o número de tubos no sentido do escoamento muito maior do que nos evaporadores convencionais. Além disso, para evitar problemas de formação de gelo o espaçamento de aletas não é uniforme ao longo do trocador e é muito mais largo do que nos trocadores de calor convencionais. A vazão de ar em circulação nesses evaporadores também é menor do que a dos evaporadores convencionais (tipicamente na faixa de 50 m<sup>3</sup>/h).

Em face do exposto torna-se evidente a necessidade de estudos visando a avaliação do comportamento termo-hidráulico desse tipo de trocador de calor. Lee *et al.* (2002), por exemplo, compararam o desempenho de evaporadores para refrigeradores no-frost, utilizando uma bancada experimental baseada num túnel de vento e num circuito de circulação de água. Janssen *et al.* (2000), realizaram um trabalho semelhante, também com um túnel de vento, mas utilizando um circuito de refrigeração para controlar as condições de operação do evaporador. Karatas *et al.* (2000) substituíram o sistema de distribuição de ar de um refrigerador por dois túneis de vento, mantendo o evaporador, o plenum e o ventilador do sistema original. As condições de operação do evaporador foram variadas através de um sistema de circulação de água. Com base em resultados obtidos com quatro evaporadores, Karatas *et al.* (2000) propuseram uma correlação para os fatores de atrito e de Colburn, usando uma relação entre a área total do trocador e a área dos tubos (fator de aletamento). Wang e Chi (1999) construíram um aparato experimental baseado num túnel de vento aberto, utilizando também um circuito de água. Eles propuseram uma correlação para os fatores de atrito e de Colburn para os trocadores de calor testados.

No presente trabalho optou-se pela utilização de um túnel de vento aberto para o lado externo do trocador e por um sistema de circulação água para o lado interno. Tal aparato permite a caracterização de trocadores de calor tubo-aleta para refrigeradores no-frost, tanto em relação à taxa de transferência de calor quanto à perda de carga.

## 2. Aparato Experimental

O aparato experimental pode ser dividido em duas partes: um túnel de vento aberto e um sistema de circulação de água. O túnel de vento foi construído com base nas especificações das normas ANSI/ASHRAE 37 (1988), ANSI/ASHRAE 41.2 (1987) e ANSI/ASHRAE 51 (1999).

Um ventilador de rotação variável, colocado na entrada do túnel de vento, fornece a vazão de ar necessária. A temperatura do ar na entrada do túnel de vento é controlada por uma resistência elétrica colocada na sucção do ventilador, a qual é controlada por um PID. O ar sai do ventilador através de canais direcionadores de fluxo, passando

em seguida por uma tela para homogeneização da velocidade. A temperatura do ar na entrada e na saída da seção de testes (evaporador) é medida por três termopares tipo T, brazados dentro de massas térmicas de cobre. A diferença de pressão do ar na entrada e na saída do evaporador é medida por um transdutor diferencial de pressão. As tomadas de pressão foram feitas com uma mangueira de plástico com micro furos, estrategicamente colocadas na entrada e na saída do trocador. No final do túnel o ar passa por mais um homogeneizador de velocidade, antes de passar por uma placa de bocais, que mede a vazão de ar em circulação a partir da indicação de um diferencial de pressão. A Figura 1 mostra uma vista superior do aparato experimental, juntamente com seus respectivos componentes.

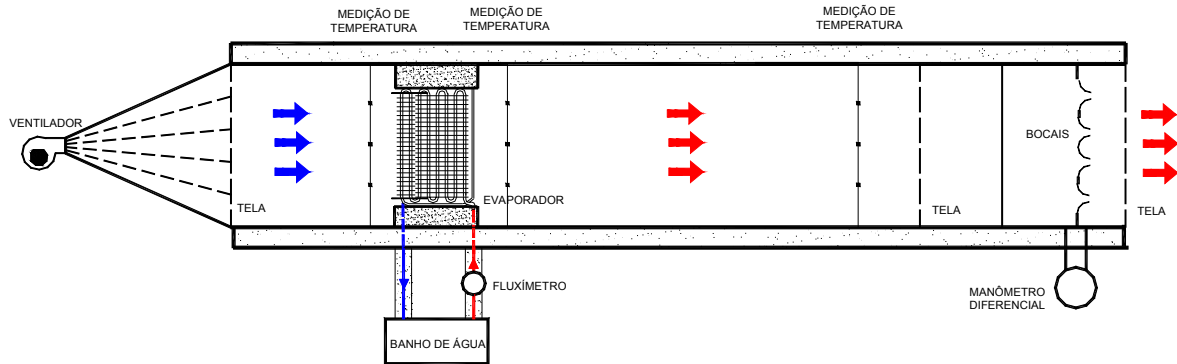


Figura 1. Esquema do aparato experimental

O sistema de circulação de água funciona de acordo com o esquema mostrado na Figura 1. A temperatura da água é controlada por um banho termostático, o qual é controlado por um PID. A vazão de água em circulação é regulada por uma bomba de palhetas de vazão variável e medida por um medidor de vazão do tipo turbina. Após passar pelo evaporador a água retorna ao banho termostático. Um by-pass permite a substituição do evaporador sem a desativação do sistema de circulação de água. Filtros foram também instalados para proteger o medidor de vazão. As indicações de todos os transdutores foram lidas e convertidas por um sistema de aquisição de sinais. Maiores informações sobre o aparato experimental são fornecidas por Melo *et al.* (2004). A Figura 2 mostra uma foto da bancada e da seção de testes.



(a)



(b)

Figura 2. Foto da bancada (a) e da seção de testes (b)

### 3. Procedimento experimental

O aparato experimental é inicialmente ligado. Em seguida regula-se a vazão de ar em circulação e a temperatura do ar na entrada do túnel. Na seqüência o sistema de circulação de água precisa ser ajustado através de uma combinação da vazão e da temperatura da água na entrada do trocador. Esse ajuste depende da vazão e da temperatura do ar na entrada do túnel e do diferencial de temperatura requerido para o lado da água. O sistema de circulação de água entra em regime permanente, em média, após 10 minutos. A temperatura do ar na entrada do túnel exige um tempo de estabilização entre 50 a 80 minutos.

Para determinar se um teste está ou não em regime permanente utiliza-se o seguinte critério. Adquirem-se os dados ao longo de um período de 30 minutos. Ajusta-se uma reta por estes pontos, determinando os seus coeficientes linear e angular. A partir desses coeficientes determinam-se os valores da variável no início e no final do período de aquisição.

A diferença entre tais valores deve ser inferior a 3 desvios padrões para que o teste possa ser considerado em regime permanente. Atingido o regime permanente são efetuados processo de médias dos valores lidos, gerando assim as variáveis independentes da presente análise. A partir de tais variáveis torna-se possível o cálculo das taxas de transferência de calor pelo lado do ar e da água (ver secção 4). Um teste só é considerado válido se esses valores se mantiveram dentro de uma faixa de  $\pm 5\%$ , em relação ao valor médio, como exigido pela normalização pertinente.

#### 4. Processamento dos dados

A taxa de transferência de calor no evaporador,  $\dot{Q}_m$ , foi avaliada através de uma média envolvendo os valores medidos pelo lado da água,  $\dot{Q}_w$ , e do ar,  $\dot{Q}_{ar}$ , como indicado a seguir:

$$\dot{Q}_w = \dot{m}_w \cdot C_{p,w} \cdot (T_{w,i} - T_{w,o}) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \cdot C_{p,ar} \cdot (T_{ar,o} - T_{ar,i}) \quad (2)$$

$$\dot{Q}_m = \frac{\dot{Q}_{ar} + \dot{Q}_w}{2} \quad (3)$$

Onde os símbolos  $\dot{m}$ ,  $T$  e  $C_p$  representam respectivamente fluxo de massa, temperatura e calor específico. Os sub-índices  $w$ ,  $ar$ ,  $i$ ,  $o$  representam respectivamente água, ar, entrada e saída.

A condutância global do trocador,  $UA$ , pode então ser determinada da seguinte forma:

$$UA = \frac{\dot{Q}_m}{\Delta T_{ML} \cdot F} \quad (4)$$

Onde  $\Delta T_{ML}$  simboliza a diferença média logarítmica de temperatura para um trocador de calor em contra corrente e  $F$  é um valor de correção empregado para outras configurações.

Considerando que os testes foram realizados com uma diferença de temperatura entre a entrada a saída da água do trocador de aproximadamente  $0,5^\circ\text{C}$  e que o numero de passes de tubo na direção do escoamento é 10, adotou-se um valor unitário para  $F$  (Karatat *et al.*, 2000)

O coeficiente de transferência de calor no lado externo do trocador pode ser determinado através de uma associação de resistências térmicas, na forma indicada a seguir:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_o h_o A_o} + \frac{1}{2} \ln \left( \frac{D_o}{D_i} \right) \frac{D_o}{k_t A_t} + \frac{1}{h_i A_i} \quad (5)$$

A primeira parcela do lado direito da Eq. (5) representa a resistência térmica por convecção do lado externo do evaporador, a segunda representa a resistência térmica por condução nos tubos e a terceira a resistência térmica por convecção no lado interno dos tubos. Os sub-índices  $o$ ,  $i$ ,  $t$  representam respectivamente lado externo, lado interno e parede do tubo. Os índices  $h$ ,  $D$ ,  $A$  e  $k$  representam respectivamente coeficiente de transferência de calor por convecção, diâmetro do tubo, área e condutividade térmica.

A eficiência da superfície,  $\eta_o$ , pode ser expressa como:

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta) \quad (6)$$

Onde  $\eta$ ,  $A_f$  e  $A_o$ , representam respectivamente eficiência de aleta, área total de aletas e área total da superfície externa.

A eficiência de aleta é calculada a partir da geometria,  $\phi$ , da espessura,  $\delta_f$ , e da condutividade térmica das aletas  $k_f$ , da seguinte forma:

$$\eta = \frac{\tanh(mr_i\phi)}{mr_i\phi} \quad (7)$$

Onde  $r_i$  representa o raio interno dos tubos e

$$m = \sqrt{\frac{2h_o}{k_f\delta_f}} \quad (8)$$

Todos os trocadores testados neste trabalho possuem aletas contínuas, ou seja, englobam uma ou mais fileiras de tubos na direção vertical. Neste caso é impossível se obter uma expressão analítica para a eficiência da aleta e, portanto, métodos aproximados se tornam necessários. Schmidt (1949) propôs um método baseado em aletas imaginárias, com limites definidos por linhas equipotenciais onde o gradiente de temperatura é nulo. A idéia é selecionar uma aleta circular de raio equivalente,  $R_{eq}$ , de eficiência igual a das aletas formadas pelas linhas equipotenciais (ver Figura 3).

$$\phi = \left( \frac{R_{eq}}{r_i} - 1 \right) \cdot \left( 1 + 0,35 \ln \left( \frac{R_{eq}}{r_i} \right) \right) \quad (9)$$

Para a aleta hexagonal, indicada na Figura 2, tem-se:

$$\frac{R_{eq}}{r_i} = 1,27 \cdot \frac{X_M}{r_i} \left( \frac{X_L}{X_M} - 0,3 \right)^{1/2} \quad (10)$$

Onde as relações geométricas indicadas na equação anterior podem ser obtidas através das distâncias transversais  $P_t$  e longitudinais  $P_l$ , na forma indicada a seguir (ver Figura 3):

$$X_L = \sqrt{\left( \frac{P_t}{2} \right)^2 + \left( \frac{P_l}{2} \right)^2} \quad (11)$$

$$X_M = \left( \frac{P_t}{2} \right) \quad (12)$$

O coeficiente interno de transferência de calor,  $h_i$ , foi avaliado através da correlação semi-empírica, proposta por Gnielinski (1976),

$$h_i = \left( \frac{k}{D} \right) \cdot \frac{(\text{Re}_{Di} - 1000) \text{Pr}(f_i/2)}{1 + 12,7\sqrt{f_i/2}(\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (13)$$

Onde  $f_i$  representa o fator de atrito, expresso por:

$$f_i = (1,58 \ln(\text{Re}_{Di}) - 3,28)^{-2} \quad (14)$$

$$\text{Re}_{Di} = \rho V D_i / \mu \quad (15)$$

Onde os símbolos  $V$ ,  $Re$  e  $Pr$  representam respectivamente velocidade do escoamento, número de Reynolds e número de Prandtl. A densidade  $\rho$ , viscosidade  $\mu$  e condutividade térmica  $k$  foram obtidas na temperatura média da água.

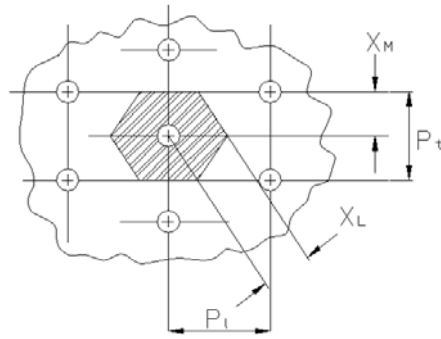


Figura 3. Aleta formada por linhas equipotenciais (Schmidt, 1949)

Uma vez obtido o coeficiente de troca de calor por convecção do lado externo,  $h_o$ , (ver Eq. 5) pode-se derivar o fator  $j$  de Colburn, da seguinte forma:

$$j = \frac{h_o}{\frac{\dot{m}_{ar}}{A_{min}} \cdot Cp_{ar}} \cdot Pr_{ar}^{2/3} \quad (16)$$

A perda de carga através do trocador foi expressa através do fator de atrito  $f$ , dado pela equação a seguir (Kays e London (1984):

$$f = \frac{A_{min}}{A_o} \cdot \frac{\rho_{ar,m}}{\rho_{ar,i}} \left[ \frac{2 \cdot \Delta P_{evap} \cdot \rho_{ar,i}}{\left( \frac{\dot{m}_{ar}}{A_{min}} \right)^2} - \left( \frac{\rho_{ar,i}}{\rho_{ar,o}} - 1 \right) \cdot (1 + \sigma^2) \right] \quad (17)$$

Onde que os símbolos  $\Delta P_{evap}$  e  $\sigma$  representam respectivamente a perda de carga no trocador e a relação entre a área mínima de passagem do ar  $A_{min}$  e a área de face. O sub-índice m representa um valor médio entre a entrada e a saída do trocador.

Os fatores  $f$  de atrito e  $j$  de Colburn serão posteriormente correlacionados com o número de Reynolds do lado do ar, expresso por:

$$Re = \dot{m}_{ar} \cdot D_o / \mu_{ar} \cdot A_{min} \quad (18)$$

## 5. Resultados experimentais

A Tabela 1 mostra a geometria dos trocadores utilizados no presente trabalho. Deve-se mencionar que os tubos de todos os trocadores são alinhados horizontalmente e desalinhados verticalmente.

Lee *et al.* (2002) investigaram o desempenho de três tipos de trocadores de calor geralmente empregados em refrigeradores domésticos, quais sejam: tubos alinhados com aletas do tipo 'spine', tubos desalinhados com aletas planas e contínuas e tubos alinhados com aletas planas discretas. O evaporador formado com tubos desalinhados e com aletas planas e contínuas, semelhante ao evaporador 3 deste trabalho, possuía as seguintes características geométricas: dimensões de 50x190x320mm, 10 filas de tubos na vertical, 2 tubos na horizontal, área de tubo de 0,159 m<sup>2</sup>, área de aletas de 0,892 m<sup>2</sup> e área total de 1,05 m<sup>2</sup>. Para esse evaporador Lee *et al.* (2002) obtiveram a seguinte correlação entre o fator  $j$  de Colburn e o número de Reynolds:

$$j = 0,162 Re^{-0,390} \quad (19)$$

Tabela1. Características geométricas dos evaporadores

Evaporador No.	1	2	3
Nº de fileiras de tubos vertical (altura)	10	10	10
Nº de tubos na horizontal (profundidade)	2	2	2
Diâmetro externo do tubo [mm]	7,95	7,95	7,95
Largura [mm]	501,7	310,8	305,0
Profundidade [mm]	59,5	59,5	59,5
Altura [mm]	20,4	222,5	221,0
Área externa de tubo [m <sup>2</sup> ]	0,2503	0,1562	0,1524
Área de aletas [m <sup>2</sup> ]	1,149	0,5501	0,7310
Área externa total [m <sup>2</sup> ]	1,399	0,7063	0,8833

Os resultados obtidos com o evaporador 3 são comparados com a correlação proposta por Lee *et al.* (2002) na Figura 4.

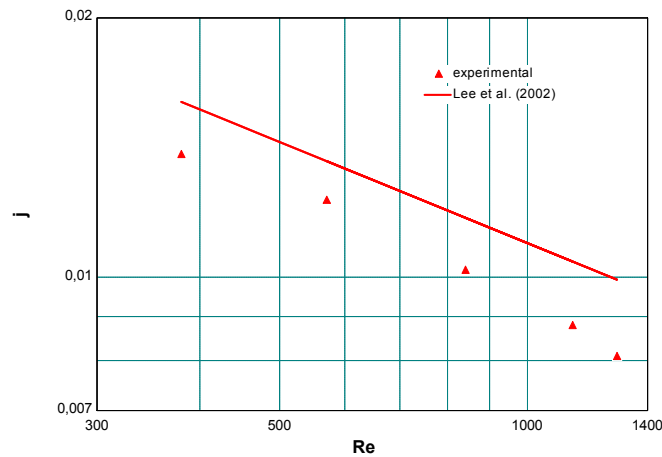


Figura 4. Comparação entre os resultados do evaporador 3 com a correlação de Lee *et al.* (2002)

Pode-se verificar que a correlação de Lee *et al.* (2002) superestima os dados experimentais em toda a faixa de número de Reynolds, com uma diferença máxima de 20%. Deve-se mencionar que embora as geometrias dos dois trocadores sejam bastante idênticas, o trocador de calor testado por Lee *et al.* (2002) possui uma área de aletas superior a do evaporador 3, fato esse não contemplado pela correlação proposta.

Os resultados obtidos neste trabalho, em termos dos parâmetros  $j$  e  $f$ , são comparados com os valores obtidos por Karatas *et al.* (2000), respectivamente nas Figuras 5 e 6. Eles testaram 4 evaporadores com as seguintes características geométricas: dimensões de 50x248x535mm, 13 filas de tubos na vertical, 2 tubos na horizontal e área de tubo de 0,3472 m<sup>2</sup>. Cada evaporador foi montado com um espaçamento de aletas diferente o que conseqüentemente gerou trocadores com diferentes áreas totais. Os trocadores de calor foram testados dentro da seguinte faixa de número de Reynolds:  $300 \leq Re \leq 1000$ . Os dados experimentais, expressos através dos fatores  $f$  de atrito e  $j$  de Colburn, foram

correlacionados com o número de Reynolds e com o fator de aletamento,  $\varepsilon$ , definido com a razão entre a área total do trocador e a área externa dos tubos, na forma mostrada a seguir:

$$j = 0,138 \text{Re}^{-0,281} \varepsilon^{-0,407} \quad (20)$$

$$f = 0,152 \text{Re}^{-0,164} \varepsilon^{-0,331} \quad (21)$$

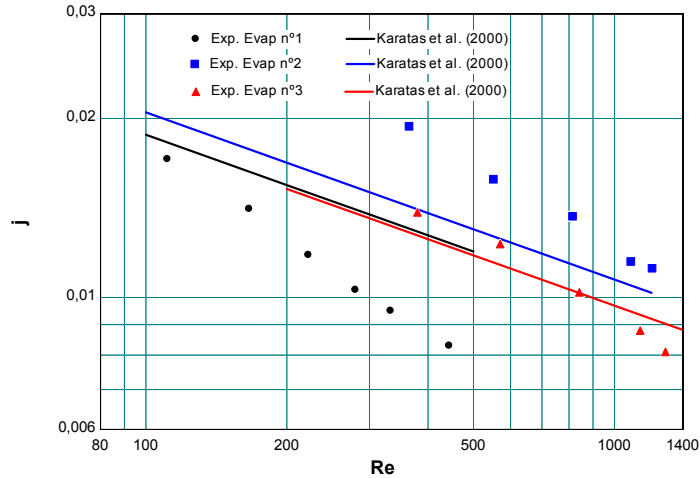


Figura 5. Comparação entre a correlação proposta por Karatas *et al.* (2000) e os dados experimentais

A Figura 5 mostra que a correlação proposta por Karatas *et al.* (2000) para o fator  $j$  de Colburn, reproduz os dados experimentais obtidos com os evaporadores 2 e 3, com diferenças máximas de respectivamente 27% e 11%. Para o evaporador 1 tal diferença alcança o valor de 55%. Isso indica que a introdução do fator de aletamento não foi capaz de expandir completamente a aplicabilidade da correlação proposta para outras geometrias. Os evaporadores 1 e 3, por exemplo, possuem o mesmo fator de aletamento, mas características geométricas e comportamentos bastante distintos. A introdução de outros parâmetros geométricos na correlação torna-se, portanto, necessária como forma de tornar a sua aplicação mais geral.

A Figura 6 mostra que a correlação proposta por Karatas *et al.* (2000) para o fator  $f$  de atrito não reproduz os dados experimentais obtidos nesse trabalho, especialmente para os evaporadores 2 e 3. Para o evaporador 1, que possui área de face similar aos evaporadores testados por Karatas *et al.* (2000), foram observadas diferenças menores. Deve-se mencionar ainda que além de possuírem uma geometria diferente, os evaporadores utilizados nesse trabalho foram testados com a resistência de degelo montada, o que gerava uma perda de carga adicional.

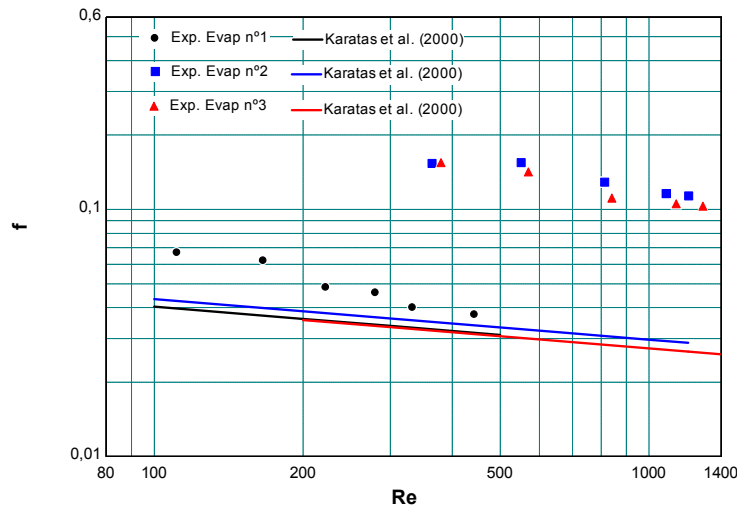


Figura 6. Comparação entre a correlação proposta por Karatas *et al.* (2000) e os dados experimentais



## 6. Conclusões

Um aparato experimental para avaliar o desempenho termo-hidráulico de evaporadores do tipo tubo-aleta, para refrigeradores no-frost, foi projetado, construído, calibrado e utilizado no presente trabalho. Um procedimento específico para tratamento dos dados experimentais foi também desenvolvido.

Três evaporadores distintos foram testados em diferentes condições de funcionamento, obtendo-se dados para expressar o desempenho de cada evaporador, em termos dos fatores  $f$  de atrito e  $j$  de Colburn, como funções do número de Reynolds.

Comparações foram realizadas com a correlação proposta por Lee *et al.* (2002) obtendo-se diferenças máximas de 20% para o fator  $j$  de Colburn. Comparações foram também realizadas com a correlação proposta por Karatas *et al.* (2000), tanto em termos do fator  $f$  de atrito como do fator  $j$  de Colburn. Percebeu-se que mesmo com a inclusão de um termo adicional para levar em conta a variação da área de aleta, a correlação proposta por Karatas *et al.* (2000) não foi capaz de reproduzir adequadamente os dados experimentais gerados neste trabalho, particularmente o fator de atrito, em função das diferenças de geometria existentes.

As equações disponíveis na literatura para evaporadores no-frost são, portanto, específicas para um determinado grupo de experimentos, não podendo ser aplicadas a trocadores de calor com geometrias diversas. Experimentos são então necessários para gerar correlações que contemplem além do número de Reynolds outros parâmetros geométricos.

## 7. Agradecimentos

Os autores expressam os seus agradecimentos a Whirlpool S.A. pelo apoio a este projeto de pesquisa, em particular ao senhor C. L. Hermes. Agradecimentos também devem ser prestados aos Srs. R. Piucco, A. Berwanger e P. J. Waltrich pelo auxílio prestado durante o desenvolvimento do aparato experimental.

## 8. Referências

- ANSI/ASHRAE 37, 1988, *Methods of Testing for Rating Unitary Air-Conditioning and Heat Pump Equipment*.
- ANSI/ASHRAE 41.2, 1987 (RA 92), *Standard Methods for Laboratory Airflow Measurement*.
- ANSI/ASHRAE 51, 1999, *Laboratory Methods of Testing Fans for Aerodynamic Performance Rating*.
- Gnielinski, V., 1976, "New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe channel flow", *International Chemical Engineering*, vol. 16, pp. 359-368.
- Janssen, M. Wijnstekers, J., Becks, P., Kuijpers, L., "In-situ evaporator heat transfer experiments for domestic refrigerators", *Eighth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana – USA, July 25-28.
- Karatas, H., Dirik, E., Derbentli, T., 2000, "An experimental study of air-side heat transfer and friction factor correlations on domestic refrigerator finned-tube evaporator coils", *Eighth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana – USA, July 25-28.
- Kays, W. M., London, A. L., 1984, *Compact Heat Exchangers*, 3ª edição, McGraw-Hill, New York.
- Lee, T-H., Lee, J-S, Oh, S-Y, Lee, M-Y, 2002, "Comparison of air side heat transfer coefficients of several types of evaporators of household freezer/refrigerators", *Ninth International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette, Indiana – USA, July 16-19.
- Melo, C., Boeng, J., Piucco, R. O., 2004, *No-Frost Evaporators Thermal & Hydraulic Performance*, POLO/Multibrás, Relatório interno, UFSC, Florianópolis, SC, Brazil.
- Schmidt, Th. E., 1949, "Heat transfer calculations for extended surfaces", *Refrigerating Engineering*, pp. 351-357.
- Wang, C-C., Chi, K-Y., 1999, "Heat transfer and friction characteristics of plain fin-and-tube heat exchangers, part I: new experimental data", *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, 2681-2691.

## HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP IN NO-FROST EVAPORATORS

Cláudio Melo  
Luiz Gustavo Pereira  
Joel Boeng

Universidade Federal de Santa Catarina  
Departamento de Engenharia Mecânica  
88040-900 – Florianópolis – SC  
Fone: 48 234 5691 - Fax: 48 234 5166  
[melo@polo.ufsc.br](mailto:melo@polo.ufsc.br)

**Abstract**

An experimental apparatus and test procedure for evaluating the thermal-hydraulic behavior of no-frost evaporators were developed. The apparatus is composed by a wind tunnel for measuring the air side heat transfer rate and by a water circulating system for measuring the refrigerant side heat transfer rate. Tests were performed with three evaporators and the results were expressed in terms of the friction  $f$  and Colburn  $j$  factors both as functions of the Reynolds number. Comparative analysis with other works available in the literature are also performed and discussed.

Keywords: evaporator, heat exchanger, no-frost, wind tunnel.

## **ANÁLISE TÉRMICA DE UM REATOR TUBULAR DE UM REFRIGERADOR SOLAR À ADSORÇÃO OPERANDO COM CARVÃO-AATIVO E METANOL**

**Márcio Fonte Boa Cortez**

Universidade Federal de Minas Gerais/Departamento de Engenharia Mecânica - Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha/Belo Horizonte – Minas Gerais – CEP 31.270-901  
fonteboa@demec.ufmg.br

**Walterlúcio Rodrigues de Souza**

Universidade Federal de Minas Gerais/Departamento de Engenharia Mecânica - Av. Antônio Carlos, 6627 – Pampulha/Belo Horizonte – Minas Gerais – CEP 31.270-901

**Resumo.** Este trabalho apresenta um estudo do comportamento térmico de um reator de um sistema de refrigeração à adsorção, de funcionamento intermitente, para aproveitamento da energia solar. A energia solar é especialmente adequada para sistemas de adsorção, pois estes não exigem a concentração de energia solar incidente, possibilitando o uso de coletores solares planos (de relativa simplicidade construtiva e baixos custos). O refrigerador solar adsorativo – objeto deste trabalho – compõe-se de um reator – constituídos de tubos (para a radiação solar), leito poroso de carvão-ativo, uma cobertura transparente e isolamento térmico – e de trocadores de calor – condensador e evaporador, tendo metanol, como fluido de trabalho. Esta configuração é, geralmente, adotada, quando o objetivo do sistema é o aproveitamento do resfriamento noturno (como, por exemplo, em uma máquina de fazer gelo, em que este é retirado a cada manhã). Para intensificação dos processos de sorção no reator, avaliou-se a presença de aletas à superfície externa dos tubos. Uma avaliação do desempenho térmico do reator tubular foi elaborada, através da descrição da transferência de calor e massa durante o processo de desorção (regeneração), a partir de algumas considerações geométricas e operacionais (temperatura de condensação e evaporação). Para este fim, efetuou-se um tratamento numérico do modelo matemático pelo método de diferenças finitas com formulação em volumes de controle. Diferentes concepções geométricas de reator tubular aletado são analisadas, para avaliação da influência das dimensões das aletas e de parâmetros geométricos característicos do reator. Campos de temperatura e de concentração no interior do leito de carvão-ativo são apresentados. Observa-se, também, uma correlação entre o diâmetro externo dos tubos (constituintes do reator tubular) e o comprimento das aletas, em função da máxima temperatura de operação (ponto de dissociação do metanol), o que proporciona informações importantes para a proposição de sistemas reais.

*Palavras chave:* Refrigeração solar, refrigeração por adsorção, meios porosos, transferência de calor e de massa palavra chave

### **1. Introdução**

Por longo tempo, as fontes de energia disponíveis foram utilizadas com menores preocupações acerca de seu esgotamento e do impacto ambiental causado. Com a crise do petróleo, a partir de 1973, porém, começou-se a pensar com real interesse no uso de energia renováveis, em especial da energia solar. O esgotamento das fontes não renováveis, os impactos ambientais causados e suas conseqüências acarretaram uma maior racionalidade no uso das fontes de energia existentes, consciência esta que não existia. Por outro lado, a demanda por energia tende a se tornar cada vez maior com o aumento da qualidade de vida. Diante do quadro brasileiro atual de baixa taxa de eletrificação rural e da significativa participação no consumo de energia para refrigeração em residências, nota-se a importância do estudo da refrigeração solar, seja para atender às necessidades básicas de populações rurais não supridas pela rede elétrica (conservação de alimentos, de produtos agropecuários e de medicamentos - principalmente vacinas), seja para propor alternativas para redução do consumo de energia elétrica. Em países tropicais, como o Brasil, onde a temperatura média ambiente ao longo do ano é relativamente alta, a refrigeração ganha muito interesse.

Vários sistemas para promoção de refrigeração podem utilizar a energia solar. O sistema por compressão de vapor acionado por dispositivo fotovoltaico poderá vir a representar uma opção adequada, principalmente diante das promissoras perspectivas de redução dos custos da tecnologia fotovoltaica e da utilização de compressores operando com rotação variável. Sistema por compressão de vapor combinado com um ciclo de Rankine traz alguns inconvenientes: baixa eficiência do ciclo de Rankine, exigindo, para um melhor desempenho, altas temperaturas no coletor solar e manutenção mais intensa dos componentes mecânicos (mais complexos). Nos sistemas de refrigeração por sorção (absorção e adsorção), coletores solares podem fornecer o calor necessário no gerador para produção do vapor de refrigerante. Sistemas operando com absorção tendem a operar a altas temperaturas no gerador, exigindo concentradores solares ou coletores planos com grandes áreas de coleta (Escobedo, 1987). Os sistemas de refrigeração por adsorção são compatíveis com a utilização de qualquer fonte térmica acima de 60°C, o que inclui a possibilidade de uso de biogás, lenha, combustíveis fósseis, eletricidade etc. (Silveira, 1990). Os sistemas por sorção podem operar segundo um ciclo permanente (contínuo) ou segundo um ciclo intermitente. Na operação em ciclo intermitente, os

processos de sorção (absorção/adsorção e dessorção) são realizados por um único componente, e as etapas de produção frigorífica e de regeneração ocorrem alternadamente

A escolha de um sistema de refrigeração envolve vários fatores, como natureza da aplicação, condições climáticas, custos, infra-estrutura do local, etc.. Os sistemas à adsorção destacam-se por sua relativa simplicidade construtiva e baixos custos, ausência total de componentes mecânicos e independência em relação a outras fontes de energia o que os torna extremamente indicados para regiões não eletrificadas.

## 2 – Sistema de refrigeração a adsorção

Sistemas de refrigeração solar a adsorção são pesquisados desde o final da década de 1970, sendo os primeiros trabalhos publicados a partir de 1980 (Escobedo, 1987). A grande maioria das realizações provém de um grupo de pesquisadores mais restrito. No Brasil, o trabalho pioneiro foi realizado por J. Anhalt, em 1983, pesquisador do INPE, com um protótipo de Zeólita 13 X – água (Escobedo, 1987). Desde então, vários estudos brasileiros foram incorporados à literatura (Silveira, 1990; Gurgel e Kluppel, 1992; Kajiyama, 1993; Gurgel, 1994; Espínola et al., 1997; Leite, 1997 e 1998; Oliveira, 1999; Oliveira e Silveira, 1999). O sistema pode operar com diferentes combinações de adsorvente e adsorvato (refrigerante). Os pares mais comumente utilizados são zeólita/água, sílica gel/água e carvão ativo/metanol (Passos, 1986; Passos et al., 1986; Leite, 1997, 1998), sendo este último preferido por seu baixo custo e, principalmente, por permitir alterações no seu grau de ativação para aplicações específicas (Pons e Guillemot, 1986; Passos, 1986; Grenier et al., 1983; Passos et al, 1986; Pons e Grenier, 1986). Entre os refrigerantes que podem ser combinados com o carvão ativo, o metanol é o que, geralmente, propicia o melhor desempenho ao sistema (Critoph, 1988), cujas operações se fazem a pressões subatmosféricas. O sistema pode, também, operar com pressões acima da pressão atmosférica utilizando, por exemplo, o par carvão ativo/amônia (Oliveira, 1999).

O refrigerador solar adsorativo - objeto do presente trabalho - compõe-se de um reator constituído de tubos contendo um leito poroso em carvão-ativo, de um condensador e um evaporador (Figura 1), tendo metanol como fluido de trabalho. Esta configuração mostra-se interessante para o aproveitamento do resfriamento noturno.

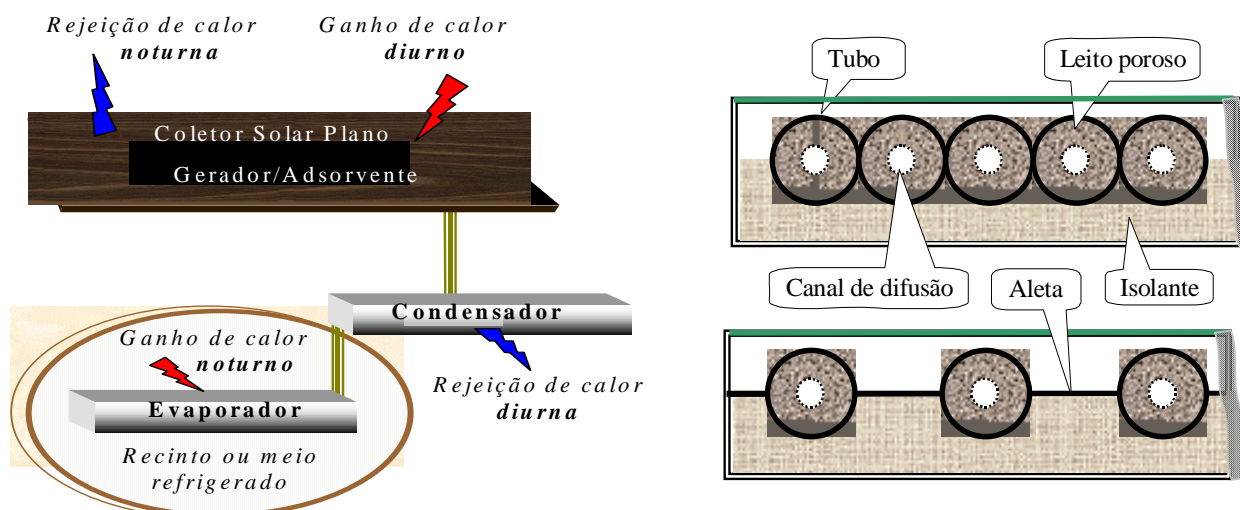


Figura 1. Ilustração do refrigerador solar a adsorção - detalhes do reator tubular sem e com aletas..

O ciclo de refrigeração neste sistema caracteriza-se por uma operação intermitente, completando-se em duas fases: regeneração (aquecimento - etapa diurna) e produção de frio (adsorção - etapa noturna). Durante o dia tem-se a geração do vapor de refrigerante (dessorção) e a regeneração do reator (este atua como *coletor solar*) e ao longo da noite ocorre a adsorção do fluido (período este em que realiza-se o efeito frigorífico, através do evaporador). A etapa de produção de frio inicia-se após o período de insolação, quando a temperatura e a pressão do reator começam a diminuir, estendendo-se por todo o período noturno. O vapor de adsorvato forma-se no evaporador (efeito frigorífico), através da cessão de calor do espaço a ser refrigerado, dirige-se para o reator, onde é adsorvido pelo leito poroso. No reator, o calor liberado pelo fluido refrigerante durante a adsorção (processo exotérmico) é transferido para o ambiente, proporcionando uma redução significativa de sua temperatura e um aumento acentuado da concentração de refrigerante no leito poroso. No final da adsorção, a pressão interna do reator é imposta pela pressão de saturação do fluido refrigerante a temperatura do evaporador. A etapa de regeneração inicia-se com a incidência de radiação solar no reator, que provoca o aumento de sua temperatura e pressão interna. Quando a pressão atinge o valor da pressão de saturação correspondente à temperatura do condensador, tem início a dessorção do fluido refrigerante retido no leito. O vapor gerado dirige-se ao condensador, e o condensado é armazenado no evaporador para nova operação frigorígena à noite, completando-se o ciclo. A Figura 2 apresenta este ciclo no diagrama isotérmico (Clapeyron), em que se identificam a fase de *regeneração*

(1-2-3) – composta dos processos de aquecimento isostérico (1-2) e de dessorção (2-3) – e a fase de *produção de frio* (3-4-1) – constituída dos processos de resfriamento isostérico (3-4) e de adsorção (4-1).

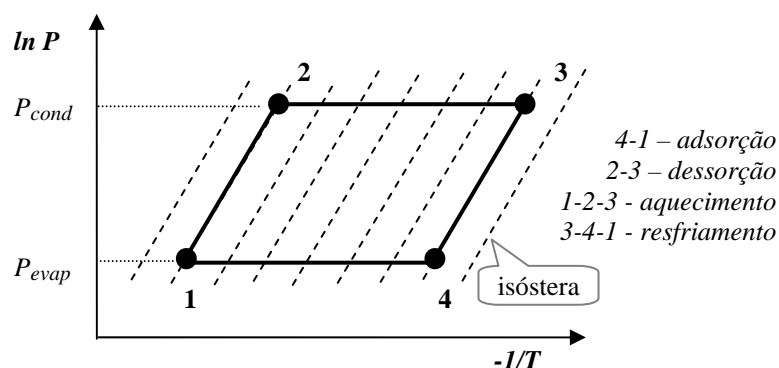


Figura 2 – Ciclo de refrigeração adsorptivo no diagrama isotérico.

Relata-se, neste trabalho, uma análise teórica do comportamento térmico do reator adsorptivo tubular aletado em função da radiação solar incidente e das temperaturas ambiente, de condensação e evaporação, enfocando a influência sobre o desempenho térmico da razão entre o diâmetro do tubo e o diâmetro do canal de difusão e da presença de aletas externas no tubo.

### 3. Modelagem matemática para o reator tubular

A modelagem matemática considera os processos que ocorrem no interior dos reatores tubulares com tubos aletados e não aletados (Figura 1): a condução de calor no interior do leito poroso e as migrações internas do sorbato (metanol) decorrente do gradiente de temperatura no tubo. O modelo matemático descreve-se pela equação de condução de calor bidimensional, em regime transiente, aplicada para a parede do tubo, a aleta e o leito poroso. A transferência de massa dentro do leito poroso é modelada a partir de uma equação de estado proposta por Dubunin e Astakhov (1971), denominada *isoterma de adsorção*, que descreve o equilíbrio termodinâmico do par adsorvente/adsorvato; embora de natureza semi-empírica, é largamente utilizada para processos de adsorção em materiais como o carvão ativo (Grenier et al., 1983; Passos, 1986; Guilleminot et al., 1987; Leite, 1997), correlacionando temperatura, pressão e concentração da fase adsorvida. A radiação solar absorvida é calculada a partir de dados horários de radiação global, utilizando-se correlações para estimativa das componentes direta e difusa (Erbs et al., 1982, citado em Duffie e Beckman, 1991).

As seguintes considerações foram estabelecidas para a formulação matemática do problema térmico: transferência de massa no leito adsorptivo somente na fase de vapor, equilíbrio termodinâmico do par adsorvente/adsorvato verificado a cada instante em todos os pontos do leito poroso; pressão considerada uniforme a cada instante, em qualquer ponto do leito poroso; leito poroso em presença da fase adsorvida considerado, para efeito da condução de calor, como um meio contínuo e homogêneo; resistência à difusão de massa intergranular e através dos poros desprezada; transferência de calor convectiva no interior do leito poroso não considerada; efeito do sombreamento dos tubos sobre as aletas não considerado.

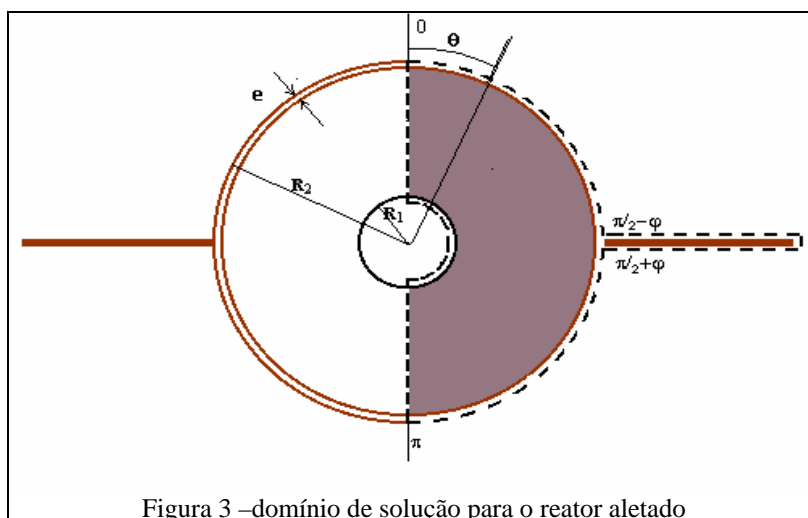


Figura 3 – domínio de solução para o reator aletado

Condições de simetria do reator tubular aletado permitem a análise em uma porção de meio tubo, acrescida de uma porção relativa à aleta que se estende da superfície do tubo até a metade do comprimento total entre dois tubos adjacentes. O modelo matemático foi desenvolvido para uma região do reator tubular aletado, compreendida entre a superfície externa do canal de difusão e a superfície externa do tubo e aleta (Figura 3).

A equação de condução de calor bidimensional, em regime transiente, em coordenadas cilíndricas é aplicada ao tubo e leito poroso.

Para o tubo, resulta

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T_{met}}{\partial r} + \frac{\partial^2 T_{met}}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T_{met}}{\partial \theta^2} = \frac{\rho c_p}{k} \frac{\partial T_{met}}{\partial t} \quad (1)$$

em que  $k$ ,  $\rho$ ,  $c_p$  são, respectivamente, a condutividade térmica, a massa específica e o calor específico do material (metal).

Para o leito poroso, a equação de condução de calor bidimensional, em regime transiente, em coordenadas cilíndricas é dada por

$$\frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{Q}{k_{lp}} = \frac{\rho_{lp} c_{p_{lp}}}{k_{lp}} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (2)$$

em que o termo-fonte  $Q$  corresponde ao calor relativo ao processo de adsorção (ou de dessorção),  $k_{lp}$ ,  $\rho_{lp}$  e  $c_{p_{lp}}$  são, respectivamente, a condutividade térmica, a massa específica e o calor específico a pressão constante do leito poroso.

A condutividade térmica do leito poroso foi assumida como constante. A massa específica e o calor específico a pressão constante do leito poroso foram definidos em função do teor de sorbato adsorvido, da forma

$$\rho_{lp} = \rho_{sorb} [1 + a(T, P)] \quad (3)$$

$$c_{p_{lp}} = \frac{c_{p_{sorb}} + a(T, P) c_{p_{sorb}}}{1 + a(T, P)} \quad (4)$$

em que  $\rho_{sorb}$ ,  $c_{p_{sorb}}$ ,  $c_{p_{sorb}}$ ,  $a$  representam, respectivamente, a massa específica do sorvente, os calores específicos a pressão constante do sorvente e do sorbato e a massa adsorvida por unidade de massa de adsorvente (função da temperatura e da pressão reinantes no leito poroso).

O calor relativo ao processo de adsorção é dado por

$$Q = q_{st} \rho_{sorb} \frac{da}{dt} \quad (5)$$

O calor isotérmico de adsorção ( $q_{st}$ ) e a taxa de variação temporal da massa adsorvida por unidade de massa de adsorvente ( $da/dt$ ) são determinados, respectivamente, pelas equações de Clapeyron e de Dubinin-Astakhov (Buere, 1999; Souza, 2001):

$$q_{st} = RT^2 \left( \frac{\partial \ln P}{\partial T} \right)_a \quad (6)$$

$$a = W_0 \rho(T) \exp \left[ - D \left( T \ln \frac{P_{sat}(T)}{P} \right)^n \right] \quad (7)$$

em que  $R$  é a constante universal dos gases,  $W_0$  é a capacidade máxima de adsorção (máximo volume de sorvato adsorvido, por unidade de massa de adsorvente),  $\rho(T)$  é a massa específica do sorbato líquido,  $D$  é um “coeficiente de afinidade” do par adsorvente/adsorvato,  $n$  é um parâmetro característico do par adsorvente/adsorvato,  $T$  é a temperatura do leito poroso,  $P$  é a pressão interna do leito poroso,  $P_{sat}(T)$  é a pressão de saturação do sorbato à temperatura do leito poroso.

Observa-se que a máxima quantidade de massa adsorvida é obtida a uma temperatura na qual a pressão seja igual à pressão de saturação do sorbato a esta temperatura. Para uma determinada temperatura e uma pressão inferior à pressão de saturação do sorbato a esta temperatura, somente uma fração da massa de sorbato encontra-se adsorvida.

As condições iniciais são definidas em função da temperatura ambiente ( $T_{amb}$ ) no local da instalação, da pressão no interior do leito (função da temperatura do evaporador,  $T_{ev}$ ), da concentração e da massa de metanol iniciais no leito:

$$T(r, \theta, t = 0) = T_{amb} \quad (8a)$$

$$P(r, \theta, t = 0) = P_{ev} = P_{sat}(T_{ev}) \quad (8b)$$

$$a(T_0, P_0) = a_0 \quad (8c)$$

$$M_{sorb}|_0 = \rho_{sorb} V_{lp} a_0 \quad (8d)$$

As condições de contorno envolveram radiação solar absorvida pelo tubo, descontadas as perdas térmicas pelo topo do reator para o ambiente, fluxo de calor proveniente das aletas, perdas de calor para o ambiente pela base do reator e resistência térmica de contato entre o tubo e o leito poroso; além de condições de simetria no tubo. Ou seja

$$\left. \frac{\partial T_{met}}{\partial \theta} \right|_{r, \theta} = \left. \frac{\partial T}{\partial \theta} \right|_{r, \theta} = 0, \text{ para } \theta = 0 \text{ ou } \theta = \pi \quad (9a)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r1, \theta} = 0 \quad (9b)$$

$$k \left. \frac{\partial T_{met}}{\partial r} \right|_{r2, \theta} = S - U_t [T_{met}(r_2, \theta) - T_{amb}], \text{ para } 0 \leq \theta < \pi/2 - \varphi \quad (9c)$$

$$k \left. \frac{\partial T_{met}}{\partial r} \right|_{r2, \theta} = (W - D)F [S - U_L (T_{met}(r_2, \theta) - T_{amb})], \text{ para } \pi/2 - \varphi \leq \theta \leq \pi/2 + \varphi \quad (9d)$$

$$k \left. \frac{\partial T_{met}}{\partial r} \right|_{r2, \theta} = U_b [T_{met}(r_2, \theta) - T_{amb}], \text{ para } \pi/2 + \varphi < \theta \leq \pi \quad (9e)$$

$$\left[ k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r2-e} \right]_{met} = \left[ k \left. \frac{\partial T}{\partial r} \right|_{r2-e} \right]_{lp} = h_c [T_{met}(r_2 - e, \theta) - T(r_2 - e, \theta)], \text{ para } 0 \leq \theta \leq \pi \quad (9f)$$

onde  $W$  é a distância entre os tubos aletados,  $D$  é o diâmetro dos tubos,  $F$  é o fator de eficiência de aleta,  $S$  é a radiação solar absorvida pelas aletas/parede dos tubos,  $T_b$  é a temperatura da base da aleta,  $U_t$  é o coeficiente de perda de calor pelo topo da aleta para o ambiente,  $U_b$  é o coeficiente de perda de calor pela porção inferior do tubo ou base da aleta para o ambiente,  $U_L (=U_t + U_b)$  é o coeficiente de perda de calor global da aleta para o ambiente,  $h_c$  relativo à resistência de contato tubo (*met*)/leito poroso (*lp*).

A radiação solar absorvida pela superfície absorvedora (tubo e aleta) foi calculada, considerando o modelo de *céu isotrópico*, detalhadamente descrito em Duffie e Beckman (1991), dada por

$$S = I_b \left( \frac{\cos \theta}{\cos \theta_Z} \right) (\tau \alpha)_b + I_d (\tau \alpha)_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + I \rho_s (\tau \alpha)_s \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (10)$$

em que  $I_b$  e  $I_d$  representam, respectivamente, as componentes direta e difusa da radiação solar global ( $I$ ), em base horária, no plano horizontal,  $\theta$  e  $\theta_Z$  representam, respectivamente, os ângulos de incidência da radiação direta nos planos do coletor solar (reator) e horizontal,  $\beta$  representa o ângulo de inclinação do coletor,  $\rho_s$  é a refletividade do solo,  $(\tau \alpha)$  é o produto *transmitância\*absortância*.

A partir de dados horários de radiação solar global e do índice de transmitância atmosférica (razão entre a radiação solar global horária e a radiação solar horária extraterrestre) pode-se calcular a componente difusa com base nas correlações propostas por Erbs et al. (1982), apresentadas em Duffie e Beckman (1991), e, por conseguinte, a componente direta, ou seja

$$\frac{I_d}{I} = 1,0 - 0,09 k_t \text{ para } k_t \leq 0,22 \quad (11a)$$

$$\frac{I_d}{I} = 0,9511 - 0,1604 k_t + 4,388 k_t^2 - 16,638 k_t^3 + 12,336 k_t^4, \text{ para } 0,22 < k_t \leq 0,80 \quad (11b)$$

$$\frac{I_d}{I} = 0,165, \text{ para } k_t \geq 0,80 \quad (11c)$$

$$I_b = I - I_d \quad (12)$$

Os cálculos dos produtos ( $\tau\alpha$ ) em termos de sua dependência angular, isto é, de acordo com a direção da radiação incidente, seguiram os procedimentos descritos, também, em Duffie e Beckman (1991).

As perdas térmicas do reator para o ambiente através das superfícies superior e inferior (presentes nas Eq. 6c, 6d, 6e) foram definidas em termos do coeficiente de transferência de calor global pelo topo ( $U_t$ ) e do coeficiente de transferência de calor global pela base do reator ( $U_b$ ). O coeficiente de transferência de calor pela base do reator ( $U_b$ ) foi estimado pela resistência térmica do isolante (preponderante sobre as demais resistências), portanto, a razão entre sua condutividade térmica ( $k_{iso}$ ) e respectiva espessura ( $e_{iso}$ ). O coeficiente de transferência de calor global  $U_t$  pode ser calculado pela seguinte equação apresentada por Klein (1975) (extraída de Duffie e Beckman, 1991)

$$U_t = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_p} \left[ \frac{(T_p - T_{amb})}{(N + f)} \right]^e} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma (T_p + T_{amb}) (T_p^2 + T_{amb}^2)}{(\epsilon_p + 0,0591 N h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0,133 \epsilon_p - N}{\epsilon_g}} \quad (13)$$

em que  $N$  é o número de coberturas transparentes do reator;  $T_p$  é a temperatura média da superfície absorvedora (do tubo ou da aleta);  $T_{amb}$  é a temperatura ambiente;  $\epsilon_p$  e  $\epsilon_g$  são, respectivamente, as emissividades da superfície absorvedora e da cobertura;  $\sigma$  é a constante de Stefan Boltzmann;  $h_w$  é o coeficiente convectivo para o ambiente externo por ação do vento;  $f = (1 + 0,089 h_w - 0,1166 h_w \epsilon_p) (1 + 0,07866 N)$ ;  $C = 520 (1 - 0,000051 \beta^2)$ ;  $e = 0,43 \left( 1 - \frac{100}{T_p} \right)$ .

#### 4. Metodologia

O sistema de equações estabelecido foi resolvido pelo método de volumes finitos, com a formulação matemática totalmente explícita, através do programa computacional CONDUCT (Patankar, 1991), para o domínio de solução apresentado na Figura 3. As temperaturas e pressões foram corrigidas a cada incremento de tempo. Simulações computacionais forneceram os campos de temperatura e concentração do sorbato e a pressão total no reator em função do tempo, a partir de dados de insolação e das temperaturas ambiente, do condensador e do evaporador pré-estabelecidos. A análise do modelo matemático envolveu duas etapas distintas. A primeira etapa consistiu de uma verificação quanto à consistência do modelo matemático e do método de solução empregado e a segunda etapa objetivou o estudo da influência de tubos aletados sobre o desempenho térmico do reator tubular. As condições de testes, ou de simulação, necessárias para esta análise são bastante numerosas mas, nem sempre disponíveis, em sua totalidade, na maioria dos trabalhos publicados, particularmente devido à carência de informações sobre reatores com configuração tubular na literatura.

Para efeito de uma análise comparativa, as simulações foram conduzidas, inicialmente, considerando os tubos sem e com aletas dimensionados de forma a comportar a mesma quantidade, em massa, de adsorvente seco. Considerou-se um reator constituído de tubos e aletas em cobre, com pintura seletiva (absortividade de 0,97 e emissividade de 0,1) e cobertura de vidro (emissividade de 0,88). O carvão ativo utilizado foi o AC-35, de fabricação francesa, por apresentar boas características para fins da refrigeração a adsorção, bem como pela disponibilidade de informações acerca do mesmo na literatura (Passos, 1986; Passos et al., 1986; Critoph, 1988). A Tabela 1 apresenta alguns dados utilizados nas simulações. As temperaturas de condensação e evaporação foram fixadas em 33 °C e -5 °C, respectivamente. O coeficiente convectivo para o ambiente externo ( $h_w$ ) e o coeficiente global pela base do reator ( $U_b$ ) foram fixados, respectivamente, em 7,5 e 1,5 W/m<sup>2</sup>K, para ambos os sistemas. Na partida da simulação (início do processo de regeneração), considerou-se, para os componentes do reator, o valor inicial de temperatura de 2 °C acima da temperatura ambiente naquele instante; a pressão no interior do leito foi dada em função da temperatura do evaporador. valores



iniciais para a concentração e massa de metanol no leito poroso foram estabelecidos em função da capacidade do mesmo.

Tabela 1 – Dados sobre o carvão ativo AC-35 (Souza, 2001).

Massa específica ( $\rho$ )	460,0 kg/m <sup>3</sup>
Calor específico a pressão constante ( $c_p$ )	1,010 kJ/kgK
Capacidade de adsorção máxima ( $W_0$ )	0,425 l/kg <sub>SORV</sub>
Coefficiente de afinidade ( $D$ )	$5,02 \times 10^{-7}$
Parâmetro característico ( $n$ )	2,15

Dados solarimétricos e de temperatura ambiente adotados (Figura 4) foram extraídos de Passos (1986), que obteve dados teóricos e experimentais em um sistema adsorativo intermitente com reator plano (importantes para avaliação do corrente trabalho). A título de comparação incluíram-se os resultados teóricos para um reator tubular *sem aletas*, com carvão-ativo e metanol, encontrados por Buere (1999), que estudou, também, o comportamento térmico de reatores de geometria plana (cujos resultados mostraram boa concordância com os obtidos por Passos).

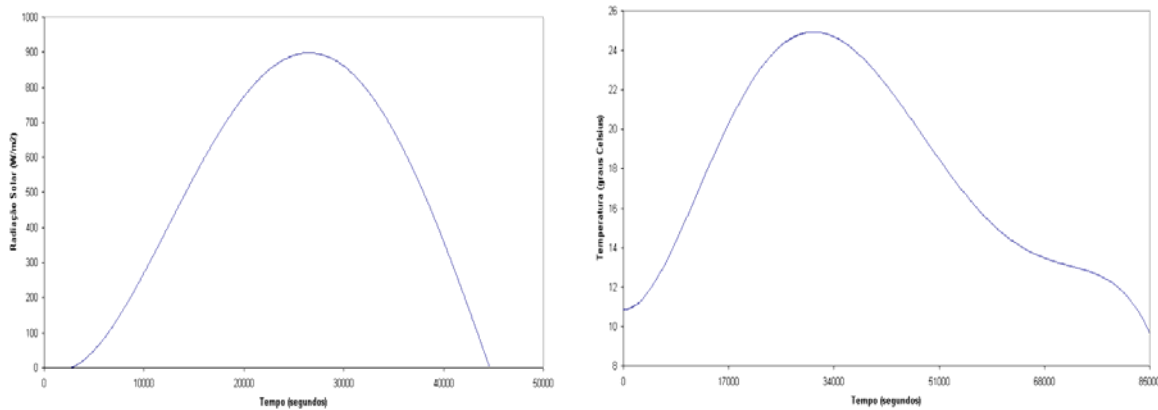


Figura 4 Perfis de radiação solar e de temperatura ambiente medidos por Passos (1986).

A simulação do comportamento térmico do reator tubular, durante o período de regeneração, realizou-se conforme o esquema seguinte (Figura 5):

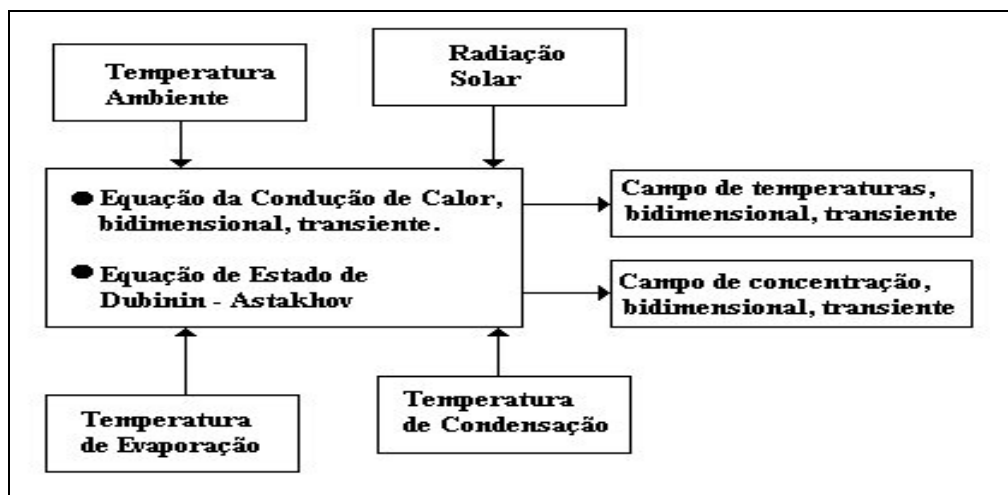


Figura 5 – Esquema da simulação numérica.

## 5. Resultados e Discussão

O primeiro passo, na simulação, foi encontrar um valor adequado para a razão entre o diâmetro do tubo e o diâmetro do canal de difusão, em função da quantidade de massa de metanol dessorvida no final da fase de regeneração. Uma vez definida a melhor relação entre os diâmetros, partiu-se para um estudo da influência das dimensões das aletas

(comprimento e espessura) e da influência da concentração inicial de fluido refrigerante, função das temperaturas de condensação e de evaporação, no desempenho do reator com os tubos aletados externamente.

A busca de uma relação adequada entre o diâmetro externo do tubo e o diâmetro do canal de difusão foi feita para tubos sem aletas. Admitiu-se que os valores obtidos se verifiquem também para o caso do aletamento. Como fator de avaliação adotou-se a maximização da massa dessorvida, para uma maior razão de massa dessorvida/massa inicial (o que leva a reatores mais compactos e eficientes), em função do diâmetro dos tubos para diversos diâmetros do canal de difusão (Figura 6). O maior percentual atingido obteve-se para o maior diâmetro do canal de difusão e menor diâmetro do tubo analisados. Concluiu-se que menores quantidades de sorvente facilitaríamos o processo de dessorção, embora limitassem as quantidades de massa dessorvidas. A quantidade de massa dessorvida aumentou com o diâmetro do tubo, atingindo valores máximos em torno de  $3,7 \text{ kg/m}^2$ , no intervalo de 65 a 75 mm. Para diâmetros do tubo acima de 70 mm, não se observou uma influência significativa dos diâmetros do canal de difusão na massa dessorvida. Era de se pensar que tubos com maiores diâmetros possibilitassem maiores quantidades de massa dessorvida por unidade de área de coleta, mas há de se considerar o efeito da resistência térmica à condução de calor ao longo do leito de carvão, o que pode explicar o decaimento da massa dessorvida para diâmetros de tubos maiores que 70 mm. Além disso, tubos com diâmetros externos superiores a 70 mm não seriam aconselháveis, devido à resistência à difusão de massa intergranular e através dos poros, que passa a ser significativa em dimensões maiores, acarretando em um baixo percentual de massa dessorvida (Critoph e Vogel, 1986). A quantidade de massa dessorvida variou de forma inversa com o diâmetro do canal de difusão, pois, com o aumento deste, o reator comportaria menores quantidades de sorvente e, consequentemente, menor quantidade de massa dessorvida. Por outro lado, diâmetros do canal de difusão inferiores a 16 mm poderiam proporcionar maiores valores de massa dessorvida, entretanto, não foram considerados pela não-inclusão, no modelo matemático, da caracterização hidrodinâmica do escoamento do refrigerante no canal. Assim, nas simulações matemáticas adotaram-se os diâmetros de **66,7 mm** (comercial) para o tubo e de **16 mm** para o canal de difusão, com um percentual de dessorção de cerca de 61% e massa dessorvida por área de coleta de  $3,7 \text{ kg/m}^2$ , para uma massa inicial total em torno de  $6,3 \text{ kg/m}^2$ .

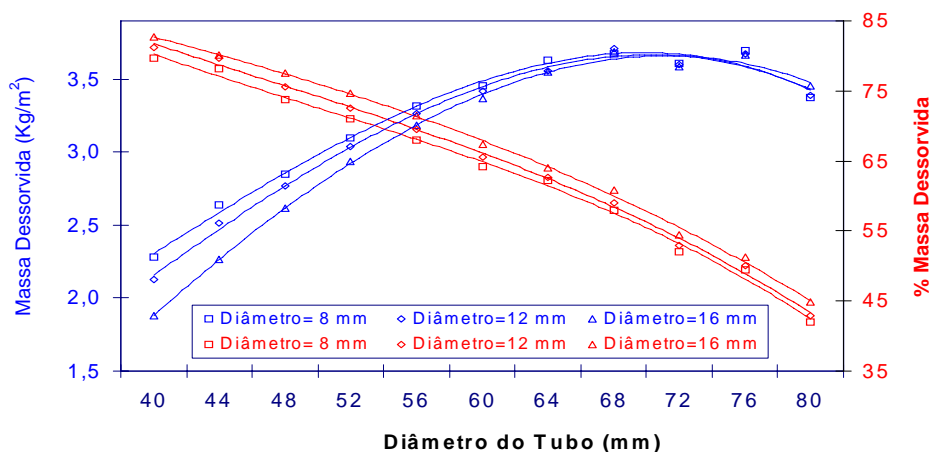


Figura 6. Tendências da massa dessorvida e da massa dessorvida por massa inicial, em função dos diâmetros do tubo e do canal de difusão

Para avaliação do modelo matemático para o reator caso de tubos aletados, efetuou-se uma comparação com resultados para um reator tubular sem aletas, encontrados por Buere (1999). Admitiu-se, então, aleta de dimensões bastante reduzidas. Evolução das temperaturas da parede do tubo e de dois pontos do leito poroso (Fig. 7) mostraram convergência dos resultados. Observa-se, na figura, que, a partir de aproximadamente 16.000 s, as temperaturas do leito poroso e do tubo começaram a se diferir pronunciadamente, indicando o início do processo de dessorção no reator.

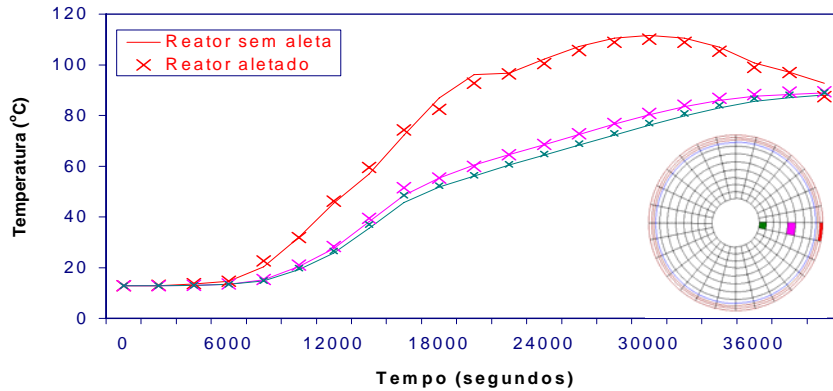


Figura 7. Comparação de temperaturas do tubo e do leito poroso ao longo do tempo, para reatores sem aleta e com aleta de 1 mm de espessura e 6 mm de comprimento.

Uma tendência da massa dessorvida total, ao longo do tempo, para reatores com aletas de comprimentos entre 12,5 e 100 mm e espessura de 1 mm, encontra-se na Figura 8, onde podem-se observar aumentos da massa dessorvida com o comprimento da aleta (percentualmente: 97% para aleta de 100 mm contra 61% para o caso sem-aletas). Se considerado o mesmo número de tubos, a área de coleta aumenta com o comprimento das aletas. Não se observou uma influência significativa da espessura das aletas sobre o comportamento térmico do reator, ao longo do processo de regeneração (aquecimento e dessorção).

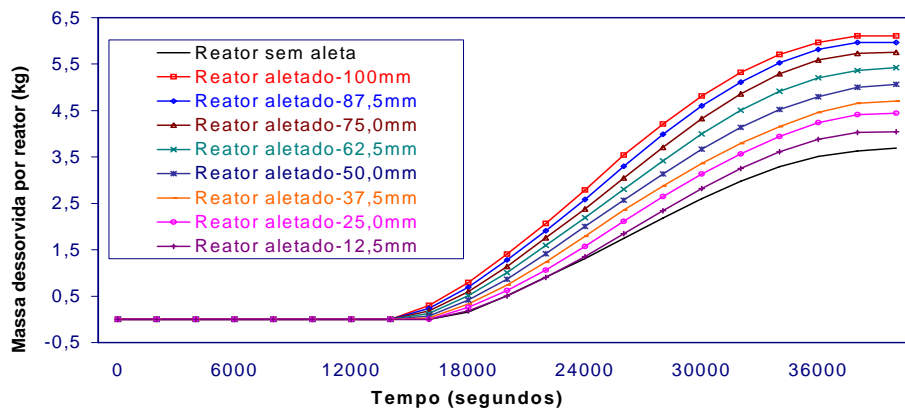


Figura 8. Massa dessorvida, ao longo do tempo, para reatores com aletas de espessura de 1 mm, comportando 15 tubos com a mesma massa inicial.

A massa dessorvida, por unidade de área de coleta, para tubos com aletas de 1,0 mm de espessura e comprimentos entre 12,5 e 100 mm, é apresentada na figura 9. Observa-se uma progressiva redução da quantidade de massa dessorvida com o aumento do comprimento das aletas, em virtude da redução do número de tubos por área de coleta.

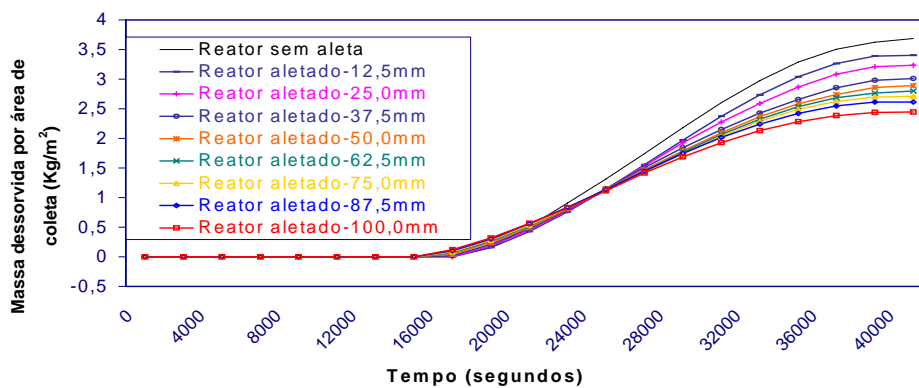


Figura 9 – Massa dessorvida, por área de coleta, ao longo do tempo, para reatores com aletas de 1 mm de espessura e com diferentes comprimentos.

Varição da concentração de metanol dentro do leito poroso, na fase de regeneração, pode ser observada na Fig. 10, para um reator tubular com aletas de 1,0 mm de espessura e comprimento de 75 mm. Entre 8.000 e 16.000 segundos ocorreu o processo de aquecimento isostérico do leito poroso, com a formação de gradientes de temperatura e de concentração (migração de metanol no sentido radial tubo-canal de difusão). Após 16.000 segundos, as curvas de concentração apresentaram um decaimento, indicando o início do processo de dessorção.

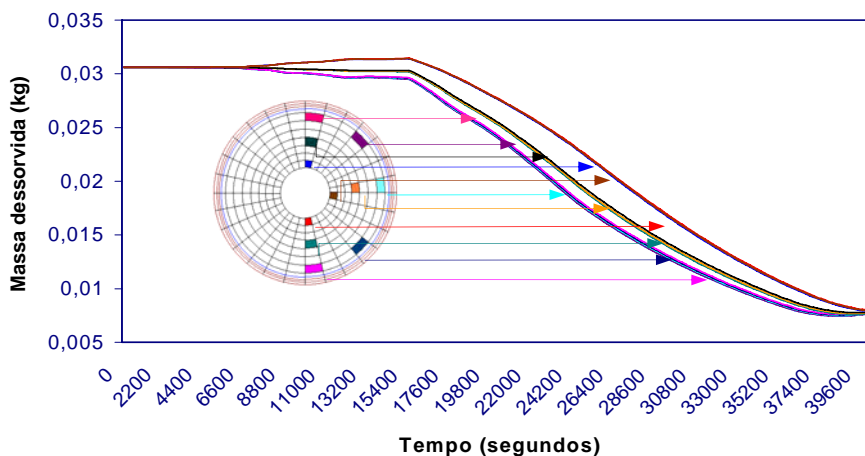


Figura 10 – Evolução da concentração em onze pontos do leito poroso, ao longo do tempo, para tubo com aleta de 1,0 mm de espessura e comprimento de 75 mm.

Na Figura 11, apresenta-se uma evolução das temperaturas, ao longo do tempo, em oito pontos do leito poroso e da parede do tubo com aletas de 1 mm de espessura e comprimento de 75 mm. A temperatura na parede do tubo alcançou 145 °C. No leito poroso, a temperatura variou de 116 a 118 °C. Observa-se um afastamento da temperatura da parede do tubo em relação à temperatura do leito poroso, decorrente da resistência térmica de contato entre o tubo e o leito poroso.

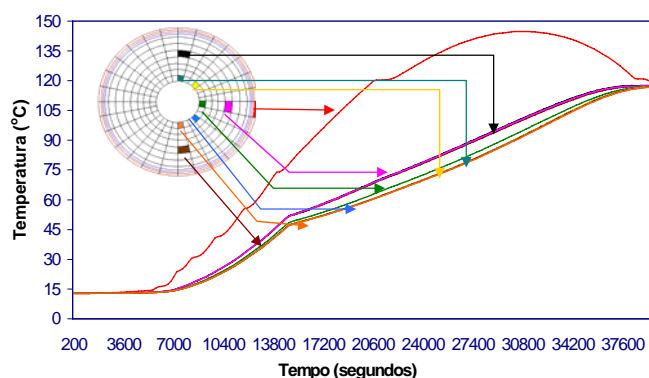


Figura 11. Evolução das temperaturas em oito pontos do leito poroso e do tubo com aleta de 1 mm de espessura e comprimento de 75 mm.

## 6. Conclusões

Neste trabalho concentrou-se no estudo do comportamento térmico, durante a fase de regeneração (diurna), de reatores tubulares de um sistema de refrigeração solar por adsorção de operação intermitente, cujos tubos continham carvão ativo, como leito poroso, e metanol, como fluido de trabalho, e foram providos, externamente, de aletas horizontais. Simulações matemáticas, a partir da descrição das transferências de calor e massa no leito poroso do reator, em coordenadas cilíndricas e em regime transiente, foram efetuadas, empregando o método das diferenças finitas com formulação em volumes de controle.

O primeiro passo na simulação foi definir valores adequados para o diâmetro do tubo e o diâmetro do canal de difusão (destinado ao escoamento do vapor de refrigerante). Em seguida, fez-se uma avaliação da influência do comprimento (valores entre 0 e 100 mm) de aletas retangulares, de 1mm de espessura, no desempenho do reator tubular, bem como da influência da concentração inicial de fluido refrigerante no reator em função das temperaturas de condensação e de evaporação, para determinados dados meteorológicos (radiação solar e temperatura ambiente). O desempenho dos reatores foi analisado em função da massa dessorvida, por área total de coleta solar (tubos e aletas). Procurou-se, sempre, manter

a temperatura máxima do leito poroso abaixo de 120 °C, visto que, a temperaturas mais altas, o carvão ativado pode vir a catalisar a dissociação do metanol (Hu, 1998).

Estudos adicionais fazem-se necessários para uma completa caracterização geométrica e operacional do sistema adsorptivo com reator tubular, contemplando, também, o comportamento térmico dos demais componentes (condensador, evaporador), em função, dentre outras, das condições meteorológicas da localidade (de implantação do sistema). Além disso, uma criteriosa análise de custos destes sistemas de refrigeração adsorptivos, particularmente no caso de reatores com tubos externamente aletados, faz-se igualmente necessária, de forma a se estabelecer uma avaliação comparativa com outros sistemas de refrigeração, em termos de aplicabilidade e viabilidade econômica.

## 7. Referências

- Buere, R.B., 1999, "Simulação Numérica de Reator Plano e Tubular de um Refrigerador Solar à Adsorção operando com Carvão ativo/Metanol", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte/MG.
- Critoph, R.E., 1988, "Performance Limitations of Adsorption Cycles for Solar Cooling", *Solar Energy*, Vol. 41, N<sup>o</sup>. 1, pp. 21-31.
- Dubinín, M.M., Astakhov, V.A., 1987 "Molecular-Sieve Zeolithes II", American Chemical Society, Washington, 1971, apud Escobedo, J.F., 1987, "Refrigeração com uso de Energia Solar", Tese de Doutorado, Instituto de Física e Química de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- Duffie, J. A., Beckman, W.A., 1991, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience Publication.
- Erbs, D.G., Klein, S.A., Duffie, J.A., "Estimation of the Diffuse Radiation Fraction for Hourly, Daily and Monthly Average Global Radiation", *Solar Energy*, 28-293, 1982, apud Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience Publication.
- Escobedo, J.F., 1987, "Refrigeração com uso de Energia Solar", Tese de Doutorado, Instituto de Física e Química de São Carlos, Universidade de São Paulo.
- Espínola Jr., J., Medeiros, J.M., Gurgel, J.M., 1997, "Simulação de um Refrigerador Adsorptivo Regenerativo Utilizando Rejeitos Térmicos", COBEM-CIDIM/97, Baurú-SP.
- Grenier, P., Guilleminot, J.J., Pons, M., 1983, "Etude Comparative des Cycles Intermittents Soit le Couple Zeolithe - Eau Soit le Couple Charbon Actif - Methanol", I.I.F., Paris.
- Guilleminot, J.J., Meunier, F., Pakleza, J., 1987, "Heat and Mass Transfer in a Non-Isothermal Fixed Bed Solid Adsorbent Reactor: a Uniform Pressure – Non-Uniform Temperature Case", *Int. Journal Heat Mass Transfer*, Vol. 30, N<sup>o</sup>. 8, 1595-1606.
- Gurgel, J.M., 1994, "Caracterização de um Sistema de Condicionamento de Ar por Adsorção em Ciclo Aberto Regenerado por Energia Solar", ENCIT-94.
- Gurgel, J.M., Kluppel, R.P., 1992, "Simulação Numérica de um Sistema de Refrigeração por Adsorção", ENCIT-92.
- Hu, E. J., 1998, "A Study of Thermal Decomposition of Metanol in Solar Powered Adsorption Refrigeration Systems", *Solar Energy*. 62, pp. 325-329.
- Kajiyama, T., 1993, "Levantamento da Curva de Equilíbrio Termodinâmico do Par Carvão Ativado C-119 (Carbomafra) e Metanol", Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.
- Klein, S.A., 1975, "Calculation of Flat-Plate Loss Coefficients", *Solar Energy*, 17-79, 1975, apud Duffie, J.A., Beckman, W.A., 1991, "Solar Engineering of Thermal Processes", Wiley Interscience Publication.
- Leite, A.P.F., 1997, "Sistema Frigorífico à Adsorção Utilizando Carvão Ativado-Metanol com Regeneração por Energia Solar", COBEM-CIDIM/97, Baurú-SP.
- Leite, A.P.F., 1998, "Thermodynamic Analysis and Modeling of an Adsorption-Cycle System for Refrigeration from Low-Grade Energy Sources", *J. of the Braz. Soc. Mechanical Sciences*, Vol. XX, N<sup>o</sup>. 4, pp. 518-531.
- Oliveira, G.R., 1999, "Modelagem e Simulação de um Sistema de Refrigerador Solar por Adsorção para Produção de Gelo utilizando Energias Alternativas", Tese de Mestrado, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.
- Oliveira, R.G.; Silveira V. J., 1999, "Refrigeradores por Adsorção: Uma Alternativa de Refrigeração sem o Uso de Energia Elétrica", Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.
- Passos, E.F., 1986, "Etude des Couples Charbon Actif/Methanol et de leur Application a la Réfrigération Solaire", Tese de Doutorado No. 624, Ecole Polytechnique Federale de Lausanne, Suisse.
- Passos, E.F., Meunier, F., Gianola, J.C., 1986, "Thermodynamic Performance Improvement of an Intermittent Solar-Powered Refrigeration Cycle Using Adsorption of Methanol on Activated Carbon", *Heat Recovery Systems*, Vol. 6, N<sup>o</sup>. 3, pp. 259-264.
- Patankar, S.V., 1991, "Computation of Conduction and Duct Flow Heat Transfer", Innovative Research Inc..
- Pons, M., Grenier, P., 1985, "Solar Ice Maker Working with Activated Carbon - Methanol Adsorbent - Adsorbate Pair", *Intersol 85 Proceedings of the ISES Conference Montreal*.
- Pons, M., Guilleminot, J.J., 1986, "Design of an Experimental Solar-Powered, Solid-Adsorption Ice Maker", *ASME, JSEE*, 108, pp. 332-337.
- Silveira, V.J., 1990, "Montagem e Desempenho de um Refrigerador Solar por Adsorção Física com Produção de Gelo", Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia de Alimentos, Universidade Estadual de Campinas, Campinas/SP.

Souza, W. R. de, 2001, "Desempenho Térmico de Reator Tubular com Tubo Absorvedor Externamente Aletado de um Refrigerador Solar à Adsorção operando com Carvão Ativado e Metanol", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte/MG.

### **THERMAL PERFORMANCE OF AN INTERMITTENT SOLAR ADSORPTION REFRIGERATION SYSTEM WITH TUBULAR REACTOR**

Márcio Fonte-Boa Cortez

Federal University of Minas Gerais/Department of Mechanical Engineering - Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

e-mail address: fonteboa@demec.ufmg.br

Walterlúcio Rodrigues de Souza

Federal University of Minas Gerais/Department of Mechanical Engineering - Av. Antônio Carlos, 6627 - Pampulha 31.270-901 - Belo Horizonte – MG

#### **Abstract.**

This work presents a study of a system of an intermittent solar adsorption refrigeration system with tubular reactor. The solar energy is specially adequate for adsorption cooling, through the use of flat-plate solar collectors (relative mechanically simpler and with lower costs). The solar adsorption refrigerator – subject of this work – is made up of a reactor (constituted of absorber tubes - for solar radiation -, porous bed of active-charcoal, glass cover and thermal insulation) and heat exchangers (condenser and evaporator), having methanol as work fluid. This configuration is, usually, adopted, when the system goal is to make use of nocturnal cooling (like, for instance, an ice machine, which the ice is taken every morning). To enhance the sorption processes in the reactor, the absorber tubes external surface are provided of fins. A mathematical model for the sorption phenomena describes heat and mass transfer during the reactor regeneration process, allowing a thermal evaluation of the system under some geometric considerations and operational conditions (meteorological data, condensation and evaporation temperatures). The thermal analysis was effectuated by the finite control-volume method for numerical treatment of the mathematical model equations. Different geometric conceptions of finned tubular reactor are considered to evaluate the fin dimensions effect on the thermal performance, a adequate ratio of the absorber tubes diameters to the flow channel diameter, a correlation between the absorber tubes diameter and fin length, depending upon the maximum possible operation temperature (dissociation point of methanol).

**Keywords.** solar refrigeration, solar adsorption cooling, heat and mass transfer, porous media

## EVALUATION OF ENVIRONMENTS WITH UNDERFLOOR AIR SUPPLY USING CFD

### Marcelo Pustelnik

EMBRAER – Empresa Brasileira de Aeronáutica S.A. , Av. Brigadeiro Faria Lima, 2.170 – 12227-901 – São José dos Campos - SP  
marcelo.pustelnik@embraer.com.br

### Arlindo Tribess

Escola Politécnica da USP, Depto. Engenharia Mecânica, Av. Prof. Mello Moraes, 2231 – 05508-900 – São Paulo - SP  
atribess@usp.br

**Abstract.** *Environments in which people develop their daily activities should provide appropriate thermal comfort conditions. Although each person can feel comfort differently, the temperature, the velocity and the humidity of the air should be adequate to people activities. In the solution search to promote better thermal comfort conditions, technological innovations using different air distribution systems are developed, as for example, the underfloor air distribution (UFAD) system. As it is a relatively new technology, studies need to give support to its better use. In the present paper numerical evaluations of environments that reproduce, in real scale, offices environments with cold underfloor air supply are accomplished. Different turbulence models available in Fluent code were tested. Numerical results presented values relatively close to the experimental ones, showing good matching for some analyzed points. It was verified that simulations involving low air flow velocities still presents great difficulties in the calculation procedure. The use of k-ε models, largely used in the literature, in more complex cases don't present appropriate results. In the context of more complex flows it should be considered the use of the Reynolds Stress Model (RSM) to produce more satisfactory results.*

**Keywords.** *Air conditioning, underfloor air supply, simulation, CFD*

### 1. Introduction

The man's activities have been developed more and more in acclimatized environments. The coexistence and the execution of productive activities in these environments have been demanding the development of more effective technologies in the search of well-being and salubrity conditions. The attainment of these conditions, however, has not been reached satisfactorily.

One of the great problems to be solved is the establishment of conditions of air distribution that propitiate conditions of thermal comfort. One of the technologies that have been developed to try to solve this problem is the use of cold underfloor air distribution (UFAD system) for comfort.

This technology was introduced initially in offices buildings in Germany as a solution for the adjustment of cables as well for the removal of located thermal loads due to office equipment (David, 1984; Sodec and Craig, 1990). Owing to the growing use of arise floors in office environments, also in Brazil the technology of underfloor cold air distribution began to be applied for comfort in new buildings and in retrofits (Leite, Tribess and Ornstein, 2000).

Other factors that have been contributing to this change in the air conditioning systems are the results of researches, which have been demonstrating that the traditional air supply system by the ceiling is not fulfilling the users' thermal comfort needs (Schiller et. al, 1988; Ornstein et al., 1999). Even so, the expressiveness in the use of the technology of underfloor air distribution is still low due to the lack of information that reinforces the concept and its use in wide scale.

For a better understanding of the concept, of the project conditions, of the thermal comfort and of the potential of conservation of energy, there are the need of experimental tests and the accomplishment of numerical simulations. For such a laboratory was built in the Department of Mechanical Engineering of the Polytechnic School of the University of São Paulo, with the support of the Research Foundation of the State of São Paulo (FAPESP) that reproduces, in scale, office environments and allows the evaluation of air conditioning systems with cold air supply by the floor and by the ceiling (Leite and Tribess, 2001a, 2001b; Leite and Tribess, 2002; Leite, 2003; Leite et al., 2003; Leite and Tribess, 2004; Okuyama et al., 2005; Leite and Tribess, 2006).

Owing to economical and time aspects it is not reasonable to build prototypes for each new project. In this sense it has been made a big effort in developing computational tools that try to reproduce fluid dynamic models close to the reality.

In the present work results of numerical simulation of environments with cold underfloor air supply using Fluent CFD code are presented. The numerical simulations were accomplished considering the geometry and boundary conditions of the laboratory that reproduces, in scale, real office environments. Results of the simulations are compared with measurements accomplished at this laboratory (Leite, 2003). Results obtained with the turbulence models k-ε and of the Reynolds Stress Model (RSM) are compared and a discussion regarding the model that best describes the airflow in these kind of environments is addressed.

## 2. Numerical simulation

Several authors have been used computational fluid dynamics (CFD) techniques to study and evaluate air distribution conditions in ventilated environments (Chen and Jiang, 1992; Gan, 1995; Versteeg and Malalasekera, 1995; Chow and Fung, 1996; Weizhen, Howarth and Jeary, 1997; Chung and Rankin, 1998; Kim and Boysan, 1999; Huo et al., 2000; Kitada et al., 2000; Hong; Chou; Bong, 2000; Wang and Ward, 2000; Chow, 2001; Lam and Jam, 2001; Murakami; Kato; Kim, 2001; Koskela et al. , 2001; Rosa, 2001; Xing, Hatton and Awbi, 2001; Cheong et al., 2003a; Cheong et al., 2003b; Wang and Zhu, 2003; Desta et al. ,2004; Xu and Niu, 2005; etc)

The use of CFD codes to predict internal and external airflows grew enormously in the last decades. The use of workstations for engineering, added to the development of efficient algorithms for the solution of the equations, made possible the use of commercial CFD codes by researchers and planners. In spite of the codes be extremely powerful, it is still necessary to have operators with appropriate technical qualification to obtain correct results in complex situations.

It must be also emphasized that the simulation doesn't substitute the experiment, because in many cases the experiment supplies boundary conditions or empiric constants to adjust the adopted modeling appropriately. Besides, the lack of generality of the turbulence models implicates in the reduction of the reliability of the obtained results being necessary the comparison with experimental results of the problem in study (when available) or of airflows with great similarity.

The commercial Fluent code (Fluent, 2003) is a powerful simulation tool that allows choosing turbulence models (one equation, k-ε, Reynolds Stress Model (RSM) or Large Eddy Simulation (LES) model, etc.), to adjust in these models parameters and other constants, besides the possibility to choose the type of numerical simulation to be used. Chen and Jiang (1992) present an interesting discussion as for the turbulence models and to the most significant subjects in the prediction of airflow in rooms.

The models of one equation not always supply accurate results and the LES model, although is becoming more and more interesting, has not been finding great application in the simulations involving ventilation problems. The LES model has not been presenting better results than the models k-ε, in spite of its largest complexity added to the need of computers of larger capacity (Davidson & Nielsen, 1996; Teodosiu et al., 2000).

Encouragement results have been reached by the use of the k-ε models for a great number of problems in ventilated rooms (Chen, 1996). These models have been used in the study of air velocity and temperature distribution, turbulent intensity, relative humidity, concentration of pollutants and quality of the air inside the room.

On the other hand, according to Hawkins et al. (1995), the construction differences among diffusers in ventilated rooms modifies completely the jet behavior, affecting significantly the airflow dynamics and the thermal characteristics in the room. Problems concerning jets simulation are also discussed by Costa et al. (2000), that present results of a 2-D turbulent airflow parametric study for different room geometries, sections of the inlet jet, temperature of the walls, return airflow velocity, among others.

## 3. Mathematical equations

The following equations (Eq. (1) to Eq.(4)) were used to solve the airflow in ventilated environments. Equation (1) is the continuity equation.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \vec{u}) = 0 \quad (1)$$

Equation (2) is the momentum equation in cartesian coordinates.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho u) + \text{div}(\rho \vec{u} \vec{u}) = -\text{grad } p + \text{div}(\tau_{\text{eff}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2)$$

Equation (3) represents the effective tensor stress.

$$\tau_{\text{eff}} = (\mu + \mu_t) \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3)$$

Equation (4) represents the energy equation, where  $k_{\text{eff}}$  is the effective conductivity and  $\Phi$  is the viscous work

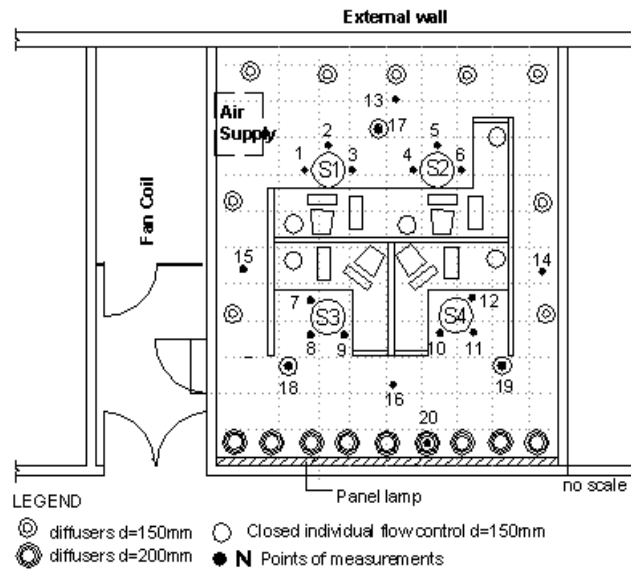
$$\frac{\partial \rho e}{\partial t} + \text{div}(\rho e \vec{u}) = -p \text{div}(\vec{u}) + \text{div}(k_{\text{eff}} \text{grad } T) + \Phi + S_e \quad (4)$$



To solve the turbulence in the flow four turbulence model were tested: k-ε standard, k-ε RNG, k-ε realizable and Reynolds Stress Model (RSM). Equations can be found in Fluent (2003).

#### 4. The laboratory with cold underfloor air distribution (UFAD system)

The laboratory, schematically presented in the Figure 1, has an area of 34.8 m<sup>2</sup> (5.5 x 6.3) m<sup>2</sup>, with height of 2.7m, containing three complete workstations, with compatible dimensions with the Brazilian occupation pattern, being two workstations with 4 m<sup>2</sup> and one with 8 m<sup>2</sup>, delimited by removable partitions of heights h=1,20 m e/ou h=1,60 m; chairs and tables with equipments (computers, printers, etc.). Heat sources substitute the people, represented by the simulators (S1, S2, S3 and S4).



**Figure 1** – The laboratory with the identification of the measurement points, simulators and diffusers (Leite, 2003).

For air diffusion the following configuration was determined: 9 Ø 200 mm floor-mounted diffusers by the light panel and 14 Ø 150 mm floor-mounted diffusers for the internal zone. The chosen diffusers are of the swirl type with horizontal discharge direction, with the following maximum airflow rates: for Ø 150 mm, up to 20 l/s, and for Ø 200 mm, up to 40 l/s, according to information provided by the manufacturer.

All of the walls and flagstones that delimit the total space of the laboratory have thermal isolation, so much so that don't occur thermal changes between the internal and the external environment and like this test steady state conditions are verified. To simulate the solar insulation, in one of the walls a panel of lamps was totally set up covered by adjustable blinds. The internal heat sources in the laboratory are simulators, illumination, panel of lamps and microcomputers. The respective thermal sources are represented in Table 1.

**Table 1-** Thermal sources (Leite, 2003).

Thermal sources	Load generated
Four microcomputers	390,4 W
Four simulators (people in light activities)	399,6 W
16 fluorescent lamps (illumination)	696 W
80 incandescent lamps (panel of lamps)	2723,1 W
Total	4209,1 W
<b>Thermal load</b>	<b>121,00 W/m<sup>2</sup></b>

#### 5. The numerical simulation of the laboratory environment

Initially, a study of mesh independence was accomplished with the choice of the hexahedral mesh with 489475 elements, presented in Figure 2.

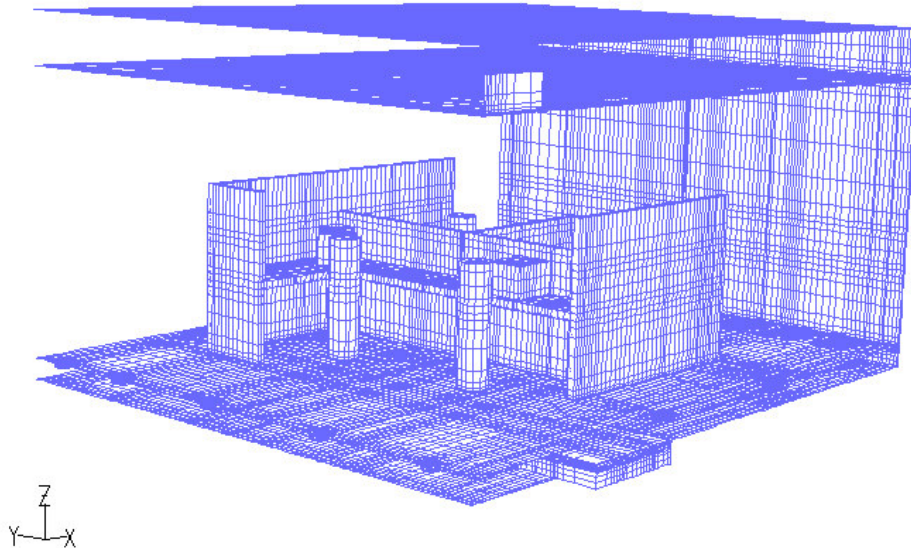


Figure 2 – Simulation hexahedral mesh.

### 5.1 Boundary conditions

Turbulent airflow in steady state conditions was considered. The gravity was taken into account with value of  $9.8 \text{ m/s}^2$ . To simulate natural convection was used the Boussinesq ideal gas model and coefficient of thermal expansion equal to  $10^{-5} \text{ K}^{-1}$ . The other values and boundary conditions were:

- a) Air inlet in the plenum (0.3 m height) with average velocity of 2.65 m/s ( $1800 \text{ m}^3/\text{h}$ ), turbulent intensity 4.9%, hydraulic diameter of 0.333m and air temperature of  $17.9 \text{ }^\circ\text{C}$ .
- b) Walls, roof and floor: Adiabatic condition
- c) Roof outlet condition: pressure of 0 Pa.
- d) Equipment were considered with constant heat flows and uniform distribution
- e) Panel of lamps heat flow was considered as convective and conduction heat transfer. This hypothesis approaches the real case, once the heat generated by the lamps is absorbed by the sheets of the blinds and only later change heat with the environment.
- f) Return grills were modeled as porous system with load loss only in the vertical and perpendicular direction
- g) Diffusers were modeled as fans and porous system also with load loss only in the vertical and perpendicular direction. The fans boundary condition was used to introduce a tangential velocity to reproduce a whirl in the diffuser exit. This velocity was fixed in 0.3 m/s (for the negative z axis).

### 5.2 Simulation procedure

The convergence criterion was the maximum number of 4000 iterations. In the first 2000 iterations, just the hydrodynamic airflow calculations are done and soon afterwards the equation of the energy participates in the simulation. Besides, the vertical lines passing through measurement points are used to check velocity values.

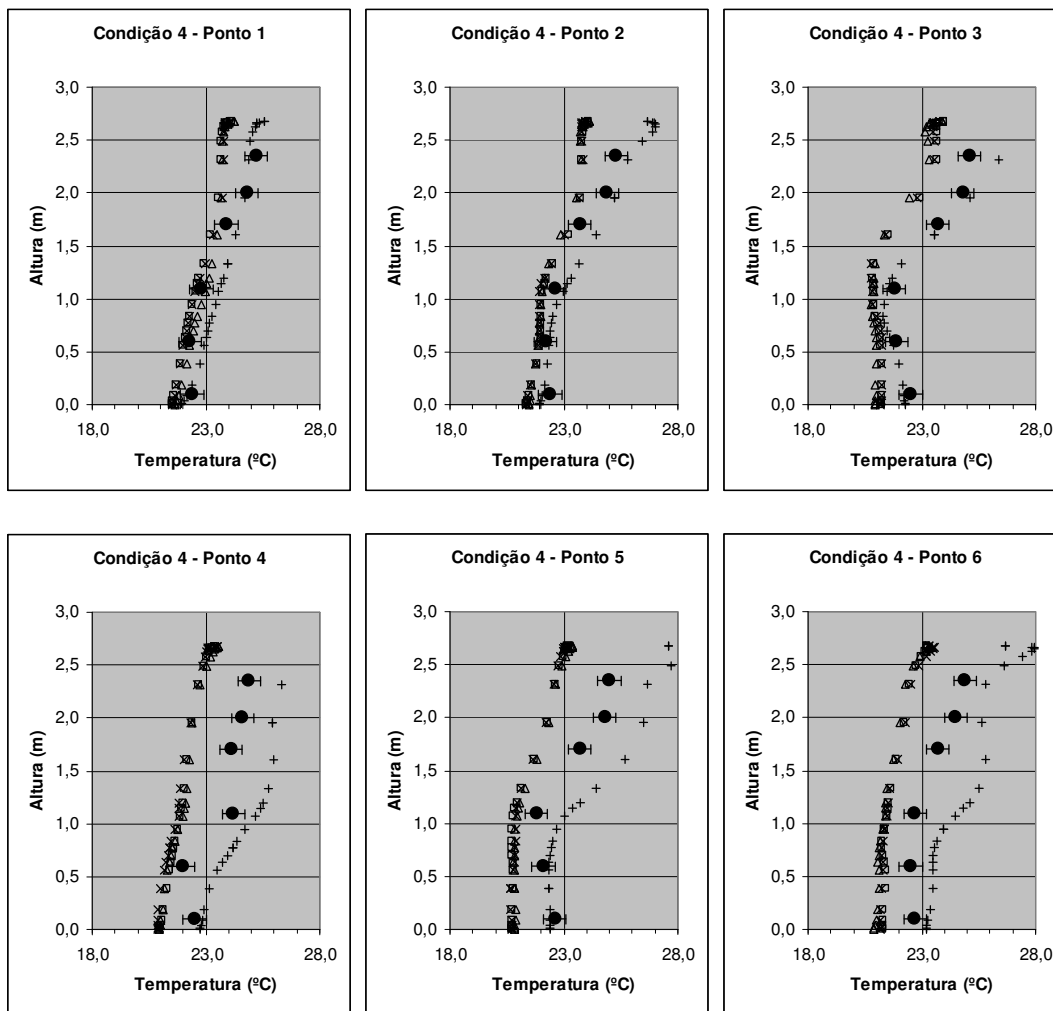
Initial conditions of null velocities in the coordinates (x, y, z) and temperature of 300 K were imposed. The numerical schemes used to solve the conservation equations and other auxiliary equations were of second order.

## 6. Results

Results of numerical simulation are presented in Figure 3 and Figure 4. The legends of each turbulence model used in the simulations, as well as of the experimental points, are presented in Table 2. Only the results obtained using k- $\epsilon$  and RSM models are presented, because they are the most appropriate models for simulation of ventilated environments and presented the best results when compared with measured values in the present work. More detailed results, including results for k- $\omega$  models, can be found in Pustelnik (2005).

**Table 2**– Legend for the graphs of temperature profiles (Fig.3) and velocity profiles (Fig. 4).

Symbol	Meaning
●	Experimental data
□	k-ε standard
△	k-ε RNG
×	k-ε realizable
+	RSM



**Figure 3.** Temperature profiles for the measurement points and simulation results around of the simulators

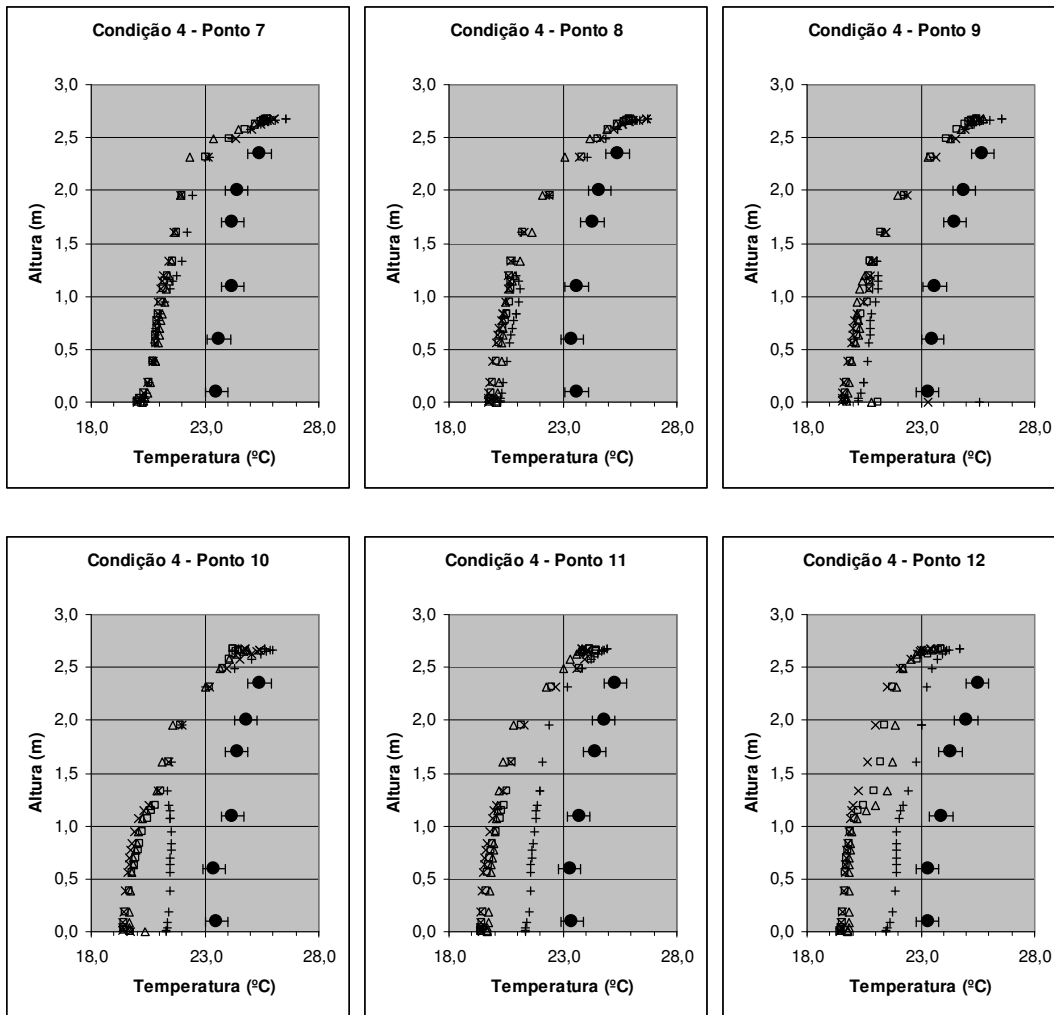


Figure 3. Temperature profiles for the measurement points and simulation results around of the simulators (cont.)

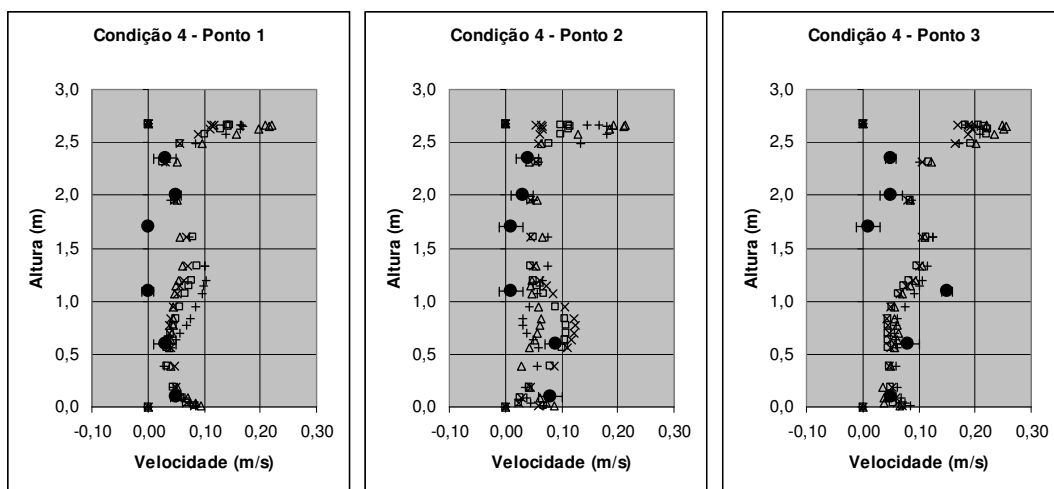


Figure 4. Velocity profiles for the measurement points and simulation results around of the simulators.

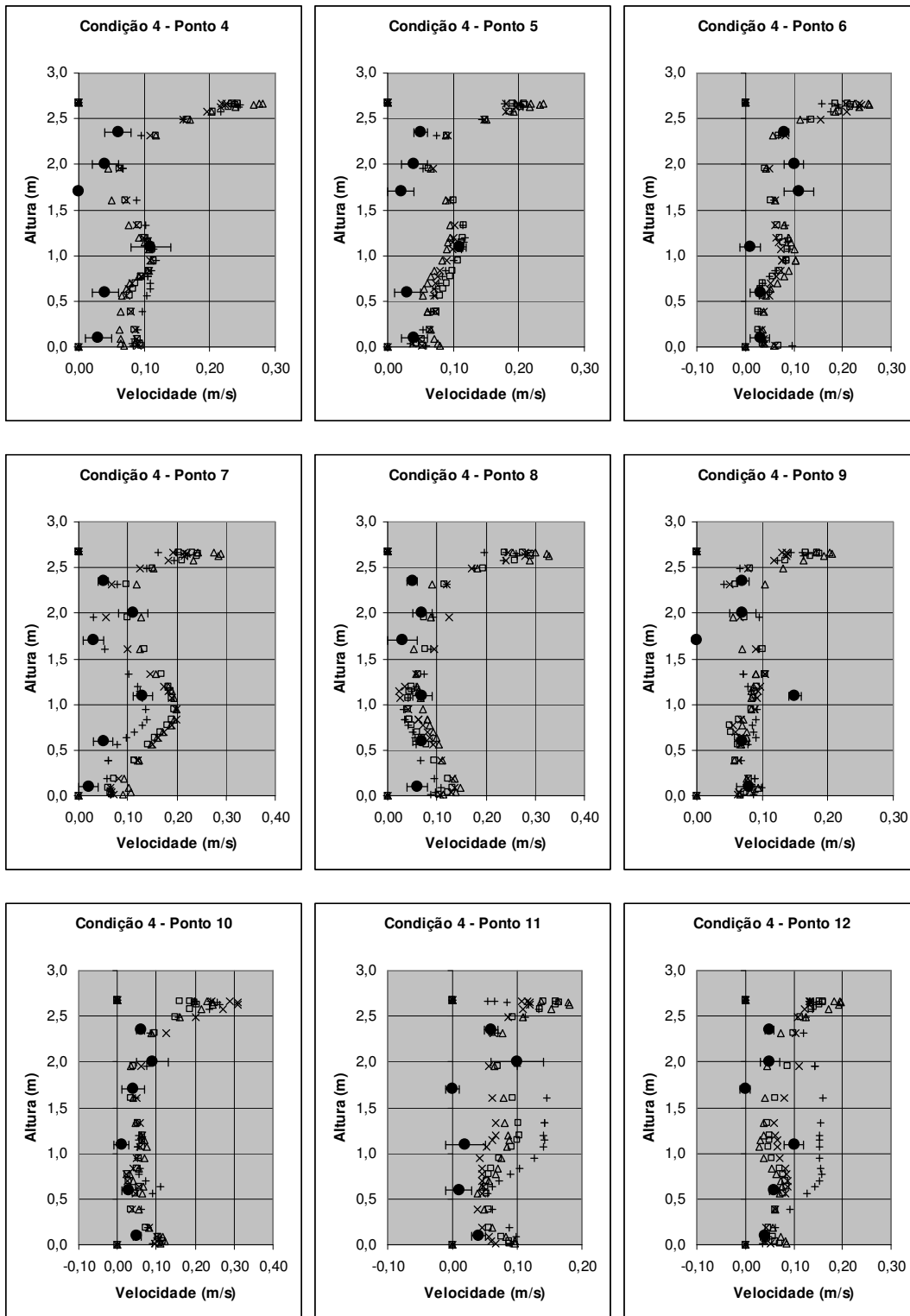


Figure 4. Velocity profiles for the measurement points and simulation results around of the simulators (cont.)

### 6.1 Analysis of temperature profiles

Analyzing the graphs of temperature profiles presented in Figure 3 and considering that in the evaluation of thermal comfort conditions the results for heights up to 1,1m starting from the floor (seating person, working) are of greater interest (ASHRAE 55:2004), the turbulence model that best represents the experimental data was the Reynolds Stress Model (RSM). Good agreement of results was also verified in the use of the k-ε models.

Although the Reynolds Stress Model presents the best agreement of results, the computational effort with this model is significantly larger. The RSM model time processing was practically 2.5 times greater than the k- $\epsilon$  models, which presented quite the same time of processing amongst themselves.

## **6.2 Analysis of velocity profiles**

The analysis of the velocity profiles presented in Figure 4 is more difficult, once the values of the velocities are very low and the measurement accuracy was of  $\pm (0.03 + 3\% V)$  m/s. Even so it can be verified that occurs a reasonable agreement of results in most of the situations. However, it is difficult to conclude which turbulence model presents the best results.

## **7. Conclusions**

Environments in which people develop their daily activities should provide appropriate thermal comfort conditions. Although each person can feel comfort differently, the temperature, the velocity and the humidity of the air should be adequate to people activities. In the solution search to promote better thermal comfort conditions, technological innovations using different air distribution systems have been developed, as for example, the underfloor air distribution (UFAD) system. As it is a relatively new technology, studies need to give support to its better use. In this context, the use of computational tools is especially important, because it propitiates the accomplishment of simulations with low cost and economy of time.

The simulation results of temperature profiles show good agreement with the experimental results and the Reynolds Stress Model presented the best agreement. Regarding the velocity profiles it was not possible to identify the best turbulence model, but the agreement among simulation and experimental results was also good in most of the situations.

The results of numerical evaluation of the laboratory environment with UFAD system show that the use of computational codes for simulation of flow of fluids is not still a simple task. There is the need of a deep knowledge of fluid dynamics, of the potentialities and deficiencies of the simulation programs and of the appropriate use of these programs.

Finally, it can be concluded that simulations involving low velocities still present great difficulties in the calculations and they cannot be neglected. The use of simpler models as the k- $\epsilon$  models, largely used in the literature, in more complex cases don't present appropriate answers. In the context of more complex airflows the use of the Reynolds Stress Model should be strongly considered to produce more satisfactory results, as verified in the present work.

## **8. References**

- ASHRAE 55, 2004, "Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy" – ANSI/ASHRAE Standard 55, American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta.
- CHEN, Q. , 1996, Prediction of room air motion by Reynolds-stress models. "Building and Environment", vol. 31 n 3, pp. 233-244.
- CHEN, Q.; JIANG, Z., 1992, Significant questions in predicting room air motion. "ASHRAE Transactions", vol. 9 n 1. pp.929-939.
- CHEONG, K.W.D.; DJUNAEDY, E.; CHUA, Y.L.; THAM, K.W.; SEKHAR, S.C.; WONG, N.H.; ULLAH, M.B., 2003a, Thermal comfort study of an air-conditioned lecture theatre in the Tropics. "Building and Environment". V. 38. pp. 63 – 73.
- CHEONG, K.W.D.; DJUNAEDY, E.; POH, T.K.; THAM, K.W.; SEKHAR, S.C.; WONG, N.H.; ULLAH, M.B., 2003b, Measurements and computations of contaminant's distribution in an office environment. "Building and Environment". V. 38. pp. 135 – 145.
- CHOW, W.K. , 2001, Numerical studies of airflows induced by mechanical ventilation and air-conditioning (MVAC) systems. "Applied Energy". V. 68. pp. 135 – 159.
- CHOW., W. K.; FUNG, W. Y., 1996, Numerical studies on indoor air flow in the occupied zone of ventilated and Air-conditioned Space. "Building and Environment". V. 31. n. 4. pp 319-344.
- CHUNG, I. P.; RANKIN, D. D., 1998, Using numerical simulation to predict ventilation efficiency in a model room. "Energy and Buildings". V. 28. pp. 43 – 50.
- COSTA, J. J.; OLIVEIRA, L. A.; BLAY, D., 2000, Turbulent airflow in a room with a two-jet heating-ventilation system- a numerical parametric study. "Energy and Buildings", vol. 32, n 3, pp. 327-343.
- DAVID, J., 1984, Under Floor Air Conditioning. In: "Journal of the Chartered Institution of Building Services". August.
- DAVIDSON, L.; NIELSEN, P. V., 1996, Large eddy simulations of the flow in a three-dimensional ventilated room. "Proceedings of the Roomvent'96", Vol. 1, pp.161-168.
- DESTA, T. Z., BRECHT, A. V., MEYERS, J., BAELMANS, M., BERCKMANS, D., 2004, Combining CFD and data-based mechanistic (DBM) European approaches. "Energy and Buildings". V. 36. pp. 535–542.

- FLUENT, 2003, “Fluent User’s Guide”, Version 6.2.16. Fluent Inc. Lebanon – NH, USA.
- GAN, G., 1995, Evaluation of room air distribution systems using computational fluid dynamics. “Energy and Buildings”. V. 23. pp. 83-93.
- HAWKINS, A. N.; HOSNI, M. H.; JONES, B. W., 1995, Comparison of room air motion in a full size test room using different diffusers and operating conditions. “ASHRAE Transactions”, vol. 101 n 2, pp. 81-100.
- HONG, T.; CHOU, S.K.; BONG, T.Y., 2000, Building simulation: an overview of developments and information sources. Building and Environment. V. 35. pp. 347 –361.
- HUO, Y.; HAGHIGHAT, F.; ZHANG, J.S.; SHAW, C.Y. A systematic approach to describe the air terminal device in CFD simulation for room air distribution analysis. “Building and Environment”. V. 35. pp. 563-576. 2000.
- KIM, S.E.; BOYSAN, F., 1999, Application of CFD to environmental flows. “Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics”. V. 81. pp. 145-158.
- KITADA, M.; ASANO, H.; KANBARA, M.; AKAIKE, S., 2000, Development of automotive air-conditioning system basic performance simulator: CFD technique development.” JSAE Review”. V. 21. pp. 91 – 96.
- KOSKELA, H.; HEIKKINEN, J.; NIEMELA, R.; HAUTALAMPI, T., 2001, Turbulence correction for thermal comfort calculation. “Building and Environment”. V. 36. pp. 247-255.
- LAM, J. C.; CHAN, A. L. S., 2001, CFD analysis and energy simulation of a gymnasium. “Building and Environment”. V. 36. pp. 351-358.
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A.; ORNSTEIN, S. W. , 2000, Work environment thermal comfort evaluation with underfloor air supply applied to commercial buildings in Rio de Janeiro, Brasil. In: “7th International Conference on Air Distribution in Rooms” , Reading.
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A. , 2001a, eterminação de parâmetros de conforto térmico e condições de operação de sistema de ar condicionado com insuflamento pelo piso”. In: “II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica”, João Pessoa.
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A., 2001b,. Conforto térmico em ambientes de escritórios com distribuição de ar pelo piso. In: “VII Congresso Brasileiro de Refrigeração, Ventilação e Condicionamento de ar” . São Paulo, ABRAVA, p. 119
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A., 2002, Analysis of the underfloor air distribution system: Thermal comfort and energy consumption. In: “8th International Conference on Air Distribution in Rooms”, Copenhagen.
- LEITE, B. C. C., 2003, “Sistema de Ar Condicionado com Insuflamento pelo Piso em Ambientes de Escritórios: Avaliação do Conforto Térmico e Condições de Operação”. Tese de Doutorado. Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da USP, 162p.
- LEITE, B. C. C.; MENDES JR, C. G.; TRIBESS, A., 2003, Underfloor air conditioning system - Operational conditions for comfort in office environments. In: “17th International Congress of Mechanical Engineering” , São Paulo. (CD-ROM).
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A., 2004, Individually controlled office environments – Thermal comfort parameters determination. In: “9th International Conference on Air Distribution in Rooms”. Coimbra.
- LEITE, B. C. C.; TRIBESS, A., 2006, Analysis of thermal comfort in an office environment with underfloor air supply in a tropical climate, “International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigerating Research – HVAC& R Research”, V 12, n 2, 215-229.
- MURAKAMI, S.; KATO, S.; KIM, T, 2001, Indoor climate design based on CFD Coupled simulation of convection, radiation, and HVAC control for attaining a given PMV value. “Building and Environment”. V. 36. pp. 701–709.
- OKUYAMA, C. ; LEITE, B.C.C., TRIBESS, A, 2005, Estudo comparativo de condições de conforto térmico em ambientes de escritório com insuflamento de ar frio pelo piso e pelo teto, VIII Encontro Nacional e IV Encontro latinoAmericano sobre Conforto no Ambiente Construído. Maceió.
- ORNSTEIN, S. W.; ANDRADE, C. M. DE; LEITE, B. C. C., 1999, Office Workplaces in São Paulo, Brazil: Some Buildings Performance Considerations. “Proceedings of the 30th Annual Conference of the Environmental Design Research Association – EDRA 30”, Orlando-USA.
- PUSTELNIK, M., 2005, “Avaliação numérica de ambientes com insuflamento de ar frio pelo piso”. Dissertação (Mestrado). Departamento de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo. 109p.
- PUSTELNIK, M. , 2004, “Metodologia computacional para o estudo do efeito da cablagem na distribuição de temperatura em equipamentos eletrônicos”. Dissertação (Mestrado) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica. Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Área de Aerodinâmica, Propulsão e Energia. São José dos Campos,”81 p.
- ROSA, J. A., 2001, “Determinação dos campos de velocidade e temperatura em ambientes ventilados. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, 90 p.
- SCHILLER, G. et al., 1988, “A Field Study of Thermal Environments and Comfort in Office Buildings”. Final Report, ASHRAE (v. 426) – RP, January, C-04-88. Berkeley, CA University of California.
- SODEC. F. CRAIG, R., 1990, The underfloor air supply system – the European experience. In: “ASHRAE Transactions”, v. 96, p. 690 – 695, ASHRAE, Atlanta, GA, USA.
- TEODOSIU C.; RUSAOUEN G.; LAPORTHE S., 2000, Improvement application of CFD to ventilated enclosures – A test case, “Proceedings of the Roomvent’ 2000”, Reading-UK, vol. 1, pp. 455-460.

- VERSTEEG, H.K.; MALALASEKERA, W., 1995, “An introduction to computational fluid dynamics: The finite volume method”, Longman, Malaysia.
- WANG, F.; WARD, I. C., 2000, The development of a radon entry model for a house with a cellar. “Building and Environment”. V. 35. pp.615-631.
- WANG, S.; ZHU, D., 2003, Application of CFD in retrofitting air-conditioning systems in industrial buildings. “Energy and Buildings”. V. 35. pp. 893–902.
- XING, H.; HATTON, A.; AWBI, H. B., 2001, A study of the air quality in the breathing zone in a room with displacement ventilation. “Building and Environment”. V. 36. pp. 809–820.
- XU, H.; NIU, J., 2005. Numerical procedure for predicting annual energy consumption of the under-floor air distribution system. In: “Energy and Buildings”. v.38, pp. 641-

## **6. Copyright Notice**

The authors are the only responsible for the printed material included in his paper.



## EXPERIMENTAL STUDY OF A SOLAR CONCENTRATOR USED IN AN ADSORPTIVE REFRIGERATOR

### Rodrigo Ronelli Duarte de Andrade

Laboratório de Energia Solar, Universidade Federal da Paraíba  
Cidade Universitária - 58.031-900 João Pessoa-PB, Brazil  
[rodrigo\\_ronelli@yahoo.com.br](mailto:rodrigo_ronelli@yahoo.com.br)

### Moacir Martins Machado

Laboratório de Energia Solar, Universidade Federal da Paraíba  
[moacir\\_martins@yahoo.com.br](mailto:moacir_martins@yahoo.com.br)

### Antonio Pralon Ferreira Leite

Laboratório de Energia Solar, Universidade Federal da Paraíba  
[antpralon@yahoo.com.br](mailto:antpralon@yahoo.com.br)

### Francisco Antônio Belo

Laboratório de Energia Solar, Universidade Federal da Paraíba  
[belo@ufpb.br](mailto:belo@ufpb.br)

**Abstract.** In this paper, the different types of solar concentrators used for heating and cooling purposes are described and analyzed. A brief review of the use of solar concentrators is presented, emphasizing their application to adsorption refrigeration using the activated carbon-methanol pair. The cooling system we have considered works in an intermittent way without heat recovery. The solar concentrator that is integrated to this system was made in two identical parts, having a semi-cylindrical profile. The concentration ratio is unitary, since the absorbing plate is bifacially irradiated, the total receiver area is equal to the total aperture area. This concentrating collector has a double function: to deviate the radiation to the under side of the absorber during the daytime, and to allow a heat release from the absorber by radiation exchanged with the sky during the nighttime. The infrared net radiant heat flux leaving the absorber has been evaluated by the net-radiation method, based on experimental data obtained for a night period with a predominantly clear sky. The results show that the reflectors deviated about 29% of the energy received by the lower side of the adsorber, and about 32% of the total radiation emitted by the adsorber that reaches the surface opened to the sky and the lateral surfaces of the cavity.

*Keywords:* radiant heat exchanges, bi-facial collector, solar refrigeration

### 1. Introduction

The use of the solar energy for several purposes has impeded the development of concentrating collectors of different types and efficiencies. This kind of collector has been applied for water heating, power and cold production.

This paper presents a brief revision about concentrating collectors, standing out the different geometries and their respective applications. A special emphasis is given related to the use of concentrators in adsorption solar refrigeration. In general, besides the required regenerating temperature provided by the solar collector, more is the heat release from it during the nighttime, higher is the coefficient of performance of the cooling system. These two functions can be accomplished by concentrating collectors: to intensify the solar energy hitting the absorber surface and to improve the heat dissipation when the absorbing

Concentrators can be reflectors or refractors, cylindrical or surfaces of revolution, continuous or segmented, imaging or non-imaging concentrators, evacuated or non-evacuated (Duffie and Beckman, 1991). The review we will present next is limited to the concentrator reflectors, continuous and evacuated or non-evacuated.

According to Suzuki and Kobayashi (1995), the most commonly used concentrating collector is a non-imaging concentrator is known as the compound parabolic concentrator (CPC), which was firstly applied to solar energy utilization by Winston and Hinterberger (1975). A two dimensional CPC (2D-CPC) has been proved to be the unique ideal concentrator, as conceived by Welford and Winston (1989).

A CPC with a flat absorber consists of curved segments, which are parts of two parabolas; the CPC reflector profile with a tubular absorber is such that the reflector touches the absorber at the cusp region Duffie *et al.* (1991) (Fig. 1). The most important differences lies in the fact that a fin or tube absorber is illuminated on all sides, requiring only half of the absorber surface, and also that the optical efficiency for the flat receiver will be higher than for the other, since the shape factor of the absorber for the direct radiation is higher.

Tripanagnostopoulos *et al.* (2000) consider for reducing the absorber thermal losses from CPC collectors three alternative designs of non-evacuated stationary concentrating solar collectors with bifacial absorbers, as shown in Fig. 2.

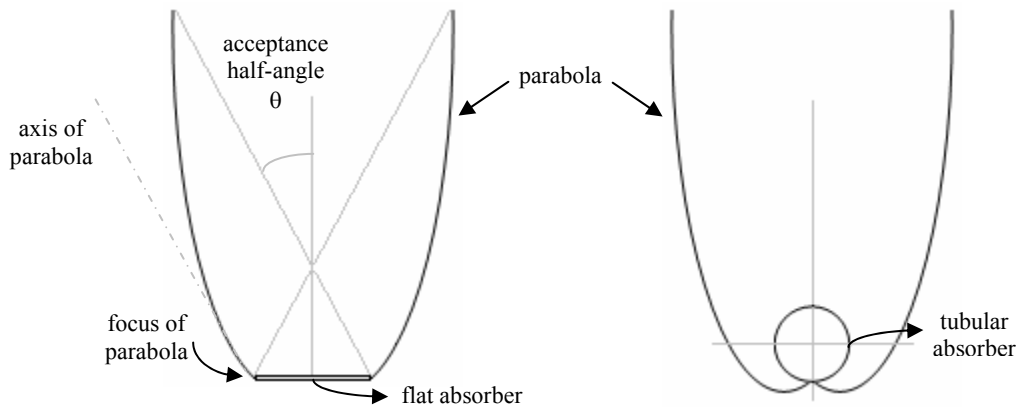


Figure 1. CPC with a flat absorber and a tubular absorber. Adapted from Duffie *et al.* (1991).

The first one (Fig. 2a) is based on an asymmetric mirror and an inverted absorber configurations, in which convection thermal losses are suppressed and higher absorber temperatures can be achieved (Rabl, 1976). The second design (Fig. 2b) thermal losses reduction is obtained by the interposition of a transparent material between the absorber and the cover. Solar collectors with semi-cylindrical reflectors and flat bifacial absorber can be made by covering the absorber with FEP film (Hollands *et al.*, 1991) or with transparent insulation material (Goetzberger *et al.*, 1992). Other technologies include to place transparent baffles into the CPC cavity (Eames and Norton, 1995). The additional transparent material contributes to reduce thermal losses, but the increase of the optical losses must also be taken into account. The third improvement design of CPC (Fig. 2c) considers the use of advanced materials, such as absorbers with coatings of high absorptance and low emittance, mirrors of high reflectance and glazing of high transmittance and heat mirror coatings.

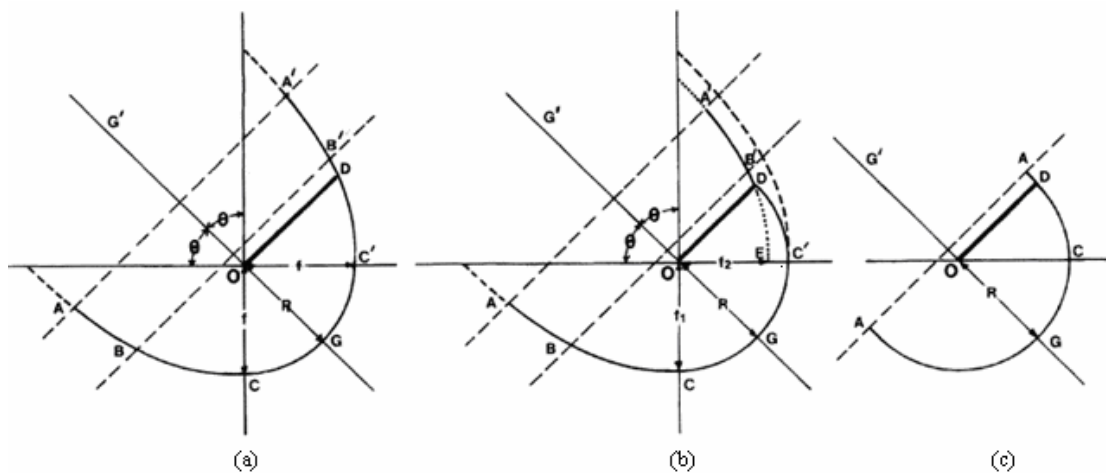


Figure 2. Three alternative designs of non-evacuated stationary concentrating solar collectors with bifacial absorbers (Tripanagnostopoulos *et al.*, 2000)

### 1.1. Solar concentrator applications.

A potential use of a concentrator is to obtain operating temperatures higher than the water boiling point. In general, the systems having solar concentrators use a fluid to store or to lead the energy received by the absorber. The more commonly used fluid is the water, but ammonia and methanol are also used for solar refrigeration applications.

Besides refrigeration systems (Anyanwu, 2003; Tamainot-Telto and Critoph, 1999; Leite *et al.*, 2005), one of the other possible uses for solar concentrators are heating of water (Goetzberger, 1992; Souliotis and Tripanagnostopoulos; 2004; Schmidt and Goetzberger, 1990, Nijegorodov *et al.*, 1996) and power generating systems (Lisboa, 2001; Suzuki and Kobayashi, 1995; Brogren *et al.*, 2000).

Nijegorodov *et al.* (1996) shows a solar concentrator used for heating and boiling liquids. The concentrator is cylindrical with a linear focus, and the absorber consists of a tube containing water. No glazing was used for either the

concentrator or the absorber tube; in other words, this is a non-evacuated concentrator. Figure 3 shows a cross-section of this concentrator.

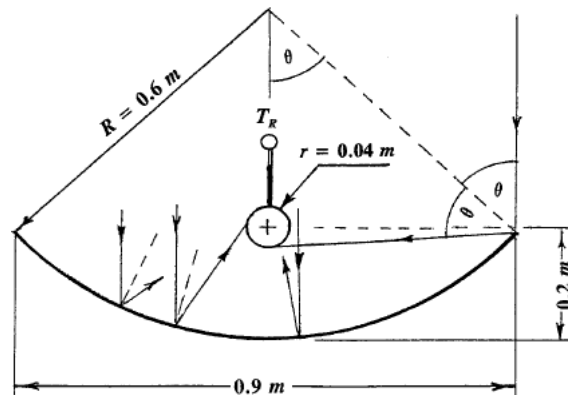


Figure 3. The schematic cross-section of a solar concentrator analyzed for Nijegorodov, N. et al. (1996).

Schmidt and Goetzberger (1990) describe a solar domestic hot water system that uses an integrated collector storage (ICS) with transparent insulation; the same material is used in the system described by Goetzberger *et al.* (1992). In the first case, the system consists of a cylindrical water tank with an integrated collector that is covered with a highly transparent insulation material (TIM). Different designs of this kind of reflector are possible, as shown in Figs. 4a and 4b. In the second case (Fig. 4b), the collector is composed by a flat plate absorber surrounded by transparent insulation material and by two semi-cylindrical mirrors (reflectors).

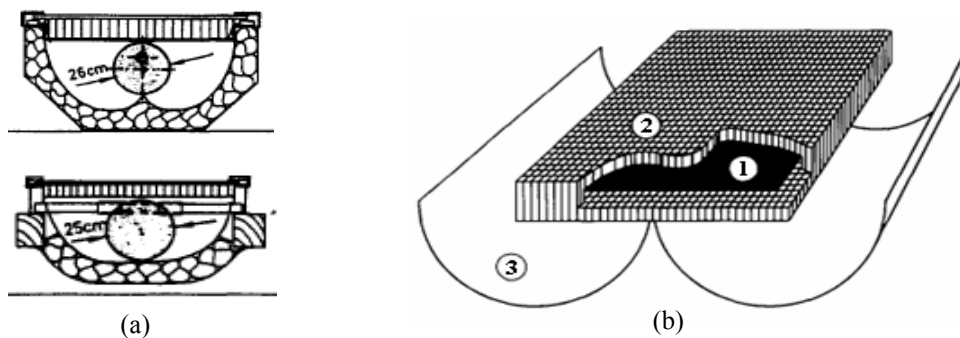


Figure 4. (a) Cross section of ICS prototypes with involutes reflector. (Schmidt and Goetzberger, 1990). (b) Design of the bifacial-absorber collector. (1) The absorber surrounded by the transparent insulation material (2). The back surface of the absorber is irradiated for two semi-cylindrical mirrors (3) (Goetzberger, A. *et al.*, 1992).

Souliotis and Tripanagnostopoulos (2004) show an experimental study on solar water heaters. These solar devices are integrated to collector storage (ICS) systems with single horizontal cylindrical storage tank, which is properly placed in symmetric CPC type reflector trough (Fig. 5).

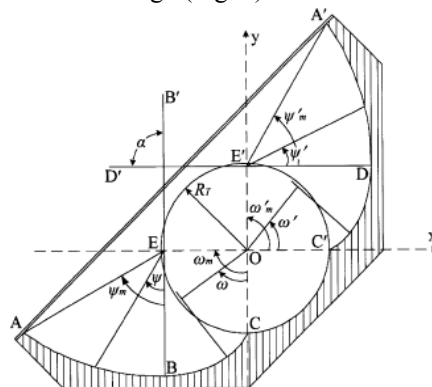


Figure 5. Cross-section of the experimental ICS models (Souliotis and Tripanagnostopoulos, 2004).

Suzuki and Kobayashi (1995) presented a solar electricity generating system, which uses a non-imaging concentrator and economical photovoltaic modules to obtain electricity. Thomas *et al.* (2003) have been developed a study of materials offering a significant cost reduction for solar electricity systems.

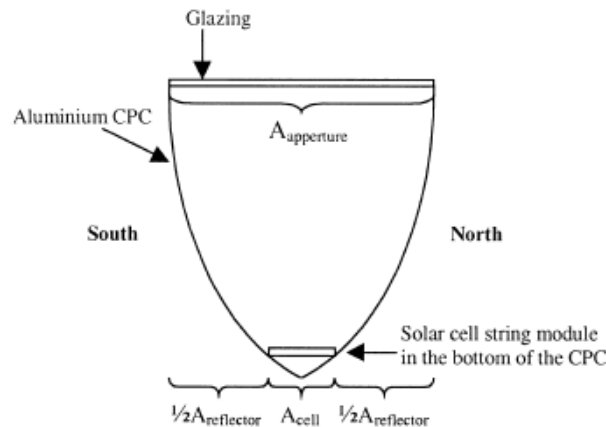


Figure 6. Cross-section of an aluminium compound parabolic concentrator proposed by Brogren, M. *et al.* (2000).

According to Brogren *et al.* (2000), the cost per energy produced of concentrating hybrid systems is reduced due to the simultaneous heat and electricity production and a reduced photovoltaic cell area. In this system is used a water-cooled photovoltaic-thermal hybrid device with low concentrating aluminum compound parabolic concentrators (Fig.6).

Bezerra (1998) studied the potential of electric energy conversion through thermo-electrical solar, using three classes of concentrators: the tower with heliostats system, the cylindrical-parabolic concentrator and the parabolic plate (Fig. 7).

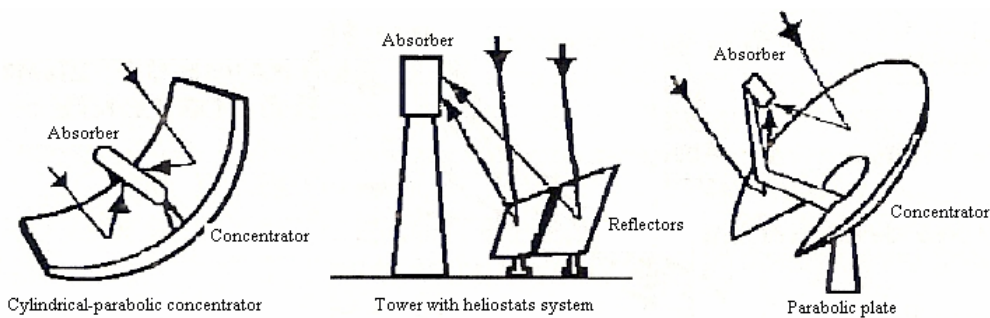


Figure 7. Schemes of three classes of concentrators for power generation. Adapted from Bezerra (1998).

### 1.2 Solar concentrators applied to solar refrigeration.

The main reason to use concentrators in solar refrigeration is to increase the temperature of the absorbing surface, which is reached by the incidence of the solar radiation also on the lower face of the receiver. Headley *et al.* (1994) (cited in Anyanwu, 2003) built an activated carbon-methanol adsorption refrigerator with a cylindrical-parabolic reflector to concentrate the solar radiation into an adsorbent copper tube at the focal line (Fig. 8a).

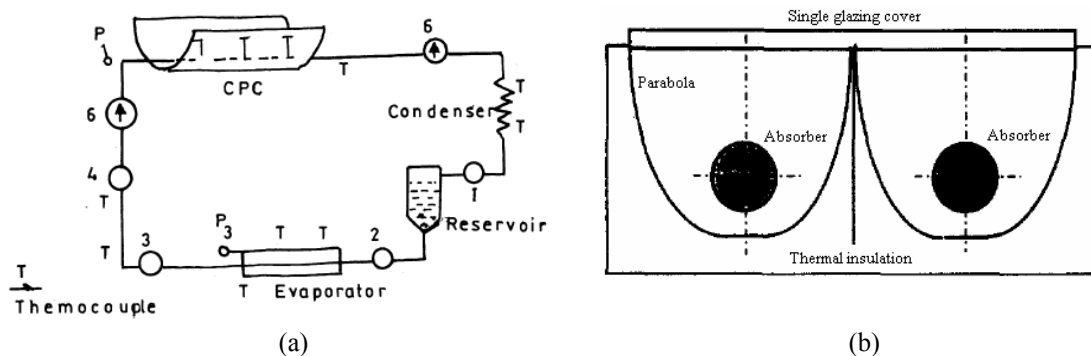


Figure 8. (a) Scheme of the adsorptive refrigerator with cylindrical-parabolic solar reflector (Anyanwu, 2003); (b) The solar collector of the ammonia-carbon solar refrigerator (Tamainot-Telto and Critoph, 1999).

Tamainot-Telto and Critoph (1999) used two CPC solar collectors with tubular absorbers and a single glazing cover to compose the solar collector of an ammonia-carbon solar refrigerator (Fig. 8b).

Niemann *et al.* (1997) developed and investigated shape concentrators made by segments of parabolas and circles, because of its easiness manufacturing. This kind of collector consists of an evacuated tubular collector with external parabolic circle concentrators (PCC) (Fig. 9). The non-tracking PCC-collector is integrated to an ammonia-carbon adsorption ice maker.

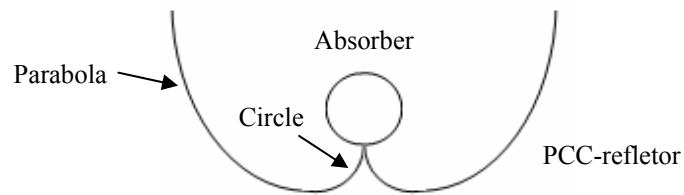


Figure 9. Design of parabolic circle concentrators (PCC). Adapted from Niemann *et al.* (1997).

A semi-cylindrical was used in an adsorptive solar refrigerator that uses the pair activated carbon-methanol. It works in an intermittent cycle, without heat recovery, where the refrigeration effect is produced during night-time and the solar energy is used for regenerating the adsorbent medium (Leite *et al.*, 2004; Leite *et al.*, 2005a, b). The description and analysis of this concentrator is the main objective of this paper.

## 2. A solar concentrator integrated to an adsorptive solar refrigerator.

The solar concentrator is part of an adsorber-collector, as shown in Fig. 10. The adsorber consists of a series of steel tubes, placed side by side, making up the radiation absorber plate. The adsorber is filled out by the activated carbon, forming the porous bed.



Figure 10. Lateral view of the adsorber-collector.

The adsorber-collector is covered by a capillary structure in polycarbonate that is mounted between two glass plates, the called TIM covers (*transparent insulation material*). Both faces of the adsorber tubes are covered with TIM, and the lower TIM covers are articulated around a central and longitudinal axis, as shown in Fig. 12, while the upper TIM cover is removed by pushing it sideways.

The concentrators are installed below the adsorber. They were manufactured in foil of polished aluminum of high reflection index and own semi-cylindrical geometry. The concentrators have a double function: to allow the solar incidence in the lower face of the adsorber, during the regeneration, and to improve its cooling, after the end of desorption, mainly by means of the long wave radiation exchange with the sky. A more detailed description of the adsorber-solar collector can be found in Leite *et al.*, 2004.

## 3. Thermal exchanges in the adsorber.

A detailed analysis about the heat transfers involving the adsorber during the regeneration stage has been made on a recently published (Leite *et al.*, 2005b), where several results are carried out based on experimental data. The hourly thermal efficiency was determined by the useful energy method and by the overall heat losses analysis coupled to a graphic model for calculating the optical efficiency. The results were compared to those from a similar adsorptive machine with a flat adsorber covered by a selective surface and by a single glass plate, and they were very close; both daily thermal efficiencies were around 40%.

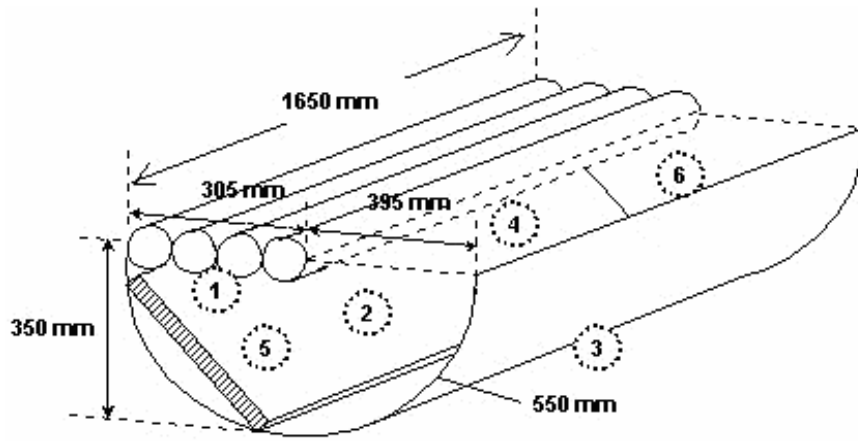


Figure 11. Schematic of the cavity composed by the adsorber and surrounding surfaces.

The thermal exchanges from the adsorber, during the period going from the end of desorption and the end of adsorption, is evaluated to obtain the net radiant fluxes leaving the adsorber by the upper side and by the under side, which is the energy crossing the aperture surface in the zenith direction. Figure 11 shows the cavity considered to analyze the radiant heat interchange between the surfaces surrounding the adsorber, which represents the half of the adsorber. Surface 1 corresponds the tubes (at  $T_p$ ), surface 2 is the lower TIM cover surface, surface 3 is the reflector, 4 is an opening surface at the sky temperature, and 5 and 6 are opening extremity surfaces at the ambient temperature.

The temperatures of all surfaces were measured, and they are considered uniform, except those concerning the tubes, because in this case, the upper of the adsorber changes radiant heat directly with the sky while the lower face changes radiant heat with the different surfaces composing the cavity.

### 3.1. Heat transfer equations

Taking into account the symmetry of the physic problem, the energy equation for the half of the adsorber plate can be expressed in a simple form by:

$$m_p C_{p_p} \frac{\partial T_p}{\partial t} = 2 \left\{ 4\pi D_t L_t \left[ h (T_p - T_{ac}) + h_V (T_p - T_{amb}) \right] + h_{r,p-sky} (T_p - T_{sky}) + Q_{r,i} \right\} \quad (1)$$

where  $m_p$  is the mass of the tubes,  $C_{p_p}$  is the specific heat,  $T_p$  is the temperature,  $D_t$  is the diameter,  $L_t$  is the length,  $h$  is the conductance at the interface tube-adsorbent,  $T_{ac}$  is the activated carbon temperature,  $h_V$  is the convection coefficient due to wind,  $T_{amb}$  is the ambient temperature,  $h_{r,p-sky}$  is an equivalent radiation coefficient and  $Q_{r,i}$  is the net radiant heat interchanged with the surfaces composing the cavity. The equivalent sky temperature ( $T_{sky}$ ) is given by:

$$T_{sky} = \varepsilon_{sky}^{1/4} T_{amb} \quad (2)$$

where  $\varepsilon_{sky}$  is the apparent emittance of clear sky, given as a function of the dew point temperature ( $T_{dp}$ , in °C), according the following equation given by Berdahl and Martin (1984):

$$\varepsilon_{sky} = 0,711 + 0,56 \left( \frac{T_{dp}}{100} \right) + 0,73 \left( \frac{T_{dp}}{100} \right)^2 \quad (3)$$

The net radiant flux  $Q_{r,i}$  ( $= Q_1$ ) is determined by the “net-radiation method”, based on the Poljak’s model (Siegel and Howell, 1992), in which the radiant energy transferred to each surface ( $Q_j$ ) by convection and conduction is equivalent to the net radiation from this surface, as result of the interchange between all surfaces of the cavity. This energy balance can be written as:

$$Q_j = A_j \frac{\varepsilon_j}{1 - \varepsilon_j} \left( \sigma T_j^4 - Q_{o,j} \right) = A_j \left( Q_{o,j} - \sum_{k=1}^N F_{j-k} Q_{o,k} \right) \quad (4)$$

where  $A_j$  is the area of surface  $j$ ,  $\sigma$  the Stephan-Boltzmann constant,  $\varepsilon_j$  the emittance of the surface  $j$ ,  $N$  the number of surfaces,  $F_{j-k}$  the view factor for the radiant exchange between surfaces  $j$  and  $k$ ,  $Q_{o,j}$  the radiant energy leaving surface  $j$ , and  $Q_{o,k}$  the radiant energy leaving surface  $k$  and reaching surface  $j$ . All surfaces are considered gray and diffuse, then  $\alpha(T) = \varepsilon(T)$ .

For the three-dimensional cavity of Fig. 13, the following equations representing the radiant interchange between the surfaces indicated:

$$\begin{aligned} \frac{Q_1}{A_1} \left[ \frac{1}{\varepsilon_1} - F_{11} \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} \right] - \frac{Q_2}{A_2} F_{12} \left( \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right) - \frac{Q_3}{A_3} F_{13} \left( \frac{1-\varepsilon_3}{\varepsilon_3} \right) - \frac{Q_4}{A_4} F_{14} \left( \frac{1-\varepsilon_4}{\varepsilon_4} \right) - 2 \cdot \frac{Q_5}{A_5} F_{15} \left( \frac{1-\varepsilon_5}{\varepsilon_5} \right) = \\ = F_{12} \sigma (T_1^4 - T_2^4) + F_{13} \sigma (T_1^4 - T_3^4) + F_{14} \sigma (T_1^4 - T_4^4) + 2 \cdot F_{15} \sigma (T_1^4 - T_5^4) \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{aligned} - \frac{Q_1}{A_1} F_{21} \left( \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} \right) + \frac{Q_2}{\varepsilon_2 A_2} - \frac{Q_3}{A_3} F_{23} \left( \frac{1-\varepsilon_3}{\varepsilon_3} \right) - \frac{Q_4}{A_4} F_{24} \left( \frac{1-\varepsilon_4}{\varepsilon_4} \right) - 2 \cdot \frac{Q_5}{A_5} F_{25} \left( \frac{1-\varepsilon_5}{\varepsilon_5} \right) = \\ = F_{21} \sigma (T_2^4 - T_1^4) + F_{23} \sigma (T_2^4 - T_3^4) + F_{24} \sigma (T_2^4 - T_4^4) + 2 \cdot F_{25} \sigma (T_2^4 - T_5^4) \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} - \frac{Q_1}{A_1} F_{31} \left( \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} \right) - \frac{Q_2}{A_2} F_{32} \left( \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right) + \frac{Q_3}{A_3} \left[ \frac{1}{\varepsilon_3} - F_{33} \frac{1-\varepsilon_3}{\varepsilon_3} \right] - \frac{Q_4}{A_4} F_{34} \left( \frac{1-\varepsilon_4}{\varepsilon_4} \right) - 2 \cdot \frac{Q_5}{A_5} F_{35} \left( \frac{1-\varepsilon_5}{\varepsilon_5} \right) = \\ = F_{31} \sigma (T_3^4 - T_1^4) + F_{32} \sigma (T_3^4 - T_2^4) + F_{34} \sigma (T_3^4 - T_4^4) + 2 \cdot F_{35} \sigma (T_3^4 - T_5^4) \end{aligned} \quad (7)$$

$$\begin{aligned} - \frac{Q_1}{A_1} F_{41} \left( \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} \right) - \frac{Q_2}{A_2} F_{42} \left( \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right) - \frac{Q_3}{A_3} F_{43} \left( \frac{1-\varepsilon_3}{\varepsilon_3} \right) + \frac{Q_4}{\varepsilon_4 A_4} - 2 \cdot \frac{Q_5}{A_5} F_{45} \left( \frac{1-\varepsilon_5}{\varepsilon_5} \right) = \\ = F_{41} \sigma (T_4^4 - T_1^4) + F_{42} \sigma (T_4^4 - T_2^4) + F_{43} \sigma (T_4^4 - T_3^4) + 2 \cdot F_{45} \sigma (T_4^4 - T_5^4) \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} - \frac{Q_1}{A_1} F_{51} \left( \frac{1-\varepsilon_1}{\varepsilon_1} \right) - \frac{Q_2}{A_2} F_{52} \left( \frac{1-\varepsilon_2}{\varepsilon_2} \right) - \frac{Q_3}{A_3} F_{53} \left( \frac{1-\varepsilon_3}{\varepsilon_3} \right) - \frac{Q_4}{A_4} F_{54} \left( \frac{1-\varepsilon_4}{\varepsilon_4} \right) + 2 \cdot \frac{Q_5}{\varepsilon_5 A_5} = \\ = F_{51} \sigma (T_5^4 - T_1^4) + F_{52} \sigma (T_5^4 - T_2^4) + F_{53} \sigma (T_5^4 - T_3^4) + F_{54} \sigma (T_5^4 - T_4^4) \end{aligned} \quad (9)$$

The areas of the surfaces were obtained from the coordinates of the vertexes of each flat surface (TIM covers, plan of the sky and lateral surfaces) and, also, of the radius of the curved surfaces (reflector and tubes). The value found for each surface was:  $A_1 = 0.79 \text{ m}^2$ ,  $A_2 = 0.67 \text{ m}^2$ ,  $A_3 = 1.14 \text{ m}^2$ ,  $A_4 = 0.68 \text{ m}^2$  e  $A_5 = A_6 = 0.21 \text{ m}^2$ .

The assumed emittances were:  $\varepsilon_1 = 0.95$ ,  $\varepsilon_2 = 0.88$  e  $\varepsilon_3 = 0.20$ , and the apparent emittance of the sky ( $\varepsilon_4$ ) was calculated by Eq. (3) at each hour, ranging from 0.86 to 0.89. Along the lateral surfaces, it was considered the emittance effective average of the air around any surface, given for Stein and Reynolds (1999),  $\varepsilon_5 = \varepsilon_6 = 0.82$ .

A computational program was developed to calculate the view factors. From the definition given by Siegel and Howell (1992), the program found nine form factors and then, knowing that  $F_{2-2} = F_{4-4} = F_{5-5} = F_{6-6} = 0$ , the other factors could be determined utilizing the following equations:

$$A_i F_{i-j} = A_j F_{j-i} \quad (10)$$

$$\sum_{j=1}^N F_{i-j} = 1 \quad (11)$$

The three-dimensional view factors are showing in Table (1).

Table 1. Three-dimensional view factors for the radiant exchange.

Surface	$F_{1-j}$	$F_{2-j}$	$F_{3-j}$	$F_{4-j}$	$F_{5-j}$	$F_{6-j}$
1 - Tubes	0.280	0.328	0.182	0.048	0.268	0.268
2 - TIM covers	0.277	0	0.179	0.255	0.172	0.172
3 - Reflectors	0.263	0.306	0.085	0.650	0.463	0.463
4 - Sky	0.041	0.260	0.387	0	0.078	0.078
5 - Lateral surface 1	0.070	0.053	0.084	0.024	0	0.019
6 - Lateral surface 2	0.070	0.053	0.084	0.024	0.019	0
<b>Total</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>	<b>1</b>

#### 4. Results and discussion

Leite *et al.* (2005b) have made a bi-dimensional analysis of the cavity. In this study, the equations system represented by Eqs. (5) to (9) was solved by using the inverse matrix method, from experimental measurements of the surfaces temperatures and meteorological parameters, such as the ambient temperature, wind velocity and humidity, carried out during a typical clear sky day.

Tables 2, 3 and 4 shows the results for temperature data obtained for October-December period. Each one represents a specified cycle and the considered period (15 p.m. to 4 a.m.) was defined from experimental data, according to Leite *et al.* (2005a, b). The calculations of the hourly net radiant heat ( $Q_{r,i}$ ) by each surface of the cavity indicated in Fig. 11, i.e., the period between the end of the regeneration and the end of the adsorption. The indicated times represent a centered hour.

Table 2. Hourly net radiant heat fluxes by each surface of the cavity in October.

Time	$Q_{r,1}$ (W)	$Q_{r,2}$ (W)	$Q_{r,3}$ (W)	$Q_{r,4}$ (W)	$Q_{r,5}$ (W)	$Q_{r,6}$ (W)
15h00	-5.1	-52.6	-2.6	50.3	5.0	5.0
16h00	-11.9	-25.9	-6.0	46.6	-1.4	-1.4
17h00	-8.2	-23.0	-6.9	44.2	-3.1	-3.1
18h00	-5.0	-12.5	-4.7	27.6	-2.8	-2.8
19h00	2.1	4.6	2.2	-8.3	-0.4	-0.4
20h00	-39.1	14.7	2.3	15.5	3.3	3.3
21h00	-26.5	8.7	1.6	12.7	1.8	1.8
22h00	-10.9	16.3	5.1	-13.6	1.5	1.5
23h00	-18.1	0.9	-1.5	18.5	0.1	0.1
00h00	-13.4	-4.3	-3.3	22.9	-0.9	-0.9
01h00	-11.8	-6.3	-4.7	24.8	-1.0	-1.0
02h00	-9.2	-6.2	-3.8	22.0	-1.4	-1.4
03h00	-8.0	-11.0	-5.3	28.4	-2.1	-2.1
04h00	-8.0	-8.7	-3.8	24.4	-2.0	-2.0

Table 3. Hourly net radiant heat fluxes by each surface of the cavity in November.

Time	$Q_{r,1}$ (W)	$Q_{r,2}$ (W)	$Q_{r,3}$ (W)	$Q_{r,4}$ (W)	$Q_{r,5}$ (W)	$Q_{r,6}$ (W)
15h00	-42.4	-2.1	-1.5	37.8	4.2	4.2
16h00	-19.4	-14.7	-6.8	45.1	-2.1	-2.1
17h00	-11.6	-13.4	-7.9	41.1	-4.1	-4.1
18h00	-6.0	-7.8	-5.2	25.6	-3.3	-3.3
19h00	2.1	7.2	1.5	-9.9	-0.5	-0.5
20h00	-11.9	4.7	-0.7	8.9	-0.5	-0.5
21h00	-6.5	2.0	-1.2	7.9	-1.1	-1.1



22h00	0.2	10.7	3.5	-16.3	0.9	0.9
23h00	-5.9	-4.1	-3.1	16.8	-1.9	-1.9
00h00	-8.7	-4.9	-4.0	22.3	-2.3	-2.3
01h00	-7.8	-6.5	-4.6	24.3	-2.7	-2.7
02h00	-8.1	-3.5	-4.4	20.9	-2.5	-2.5
03h00	-8.2	-8.7	-5.8	29.0	-3.1	-3.1
04h00	-7.4	-7.5	-5.0	25.6	-2.9	-2.9

Table 4. Hourly net radiant heat fluxes by each surface of the cavity in December.

Time	$Q_{r,1}$ (W)	$Q_{r,2}$ (W)	$Q_{r,3}$ (W)	$Q_{r,4}$ (W)	$Q_{r,5}$ (W)	$Q_{r,6}$ (W)
15h00	-18.6	-8.4	-9.0	34.9	0.5	0.5
16h00	-19.9	-14.4	-8.4	47.2	-2.2	-2.2
17h00	-16.9	-14.6	-7.9	45.8	-3.2	-3.2
18h00	-7.8	-8.9	-5.3	28.2	-3.1	-3.1
19h00	0.2	6.0	1.5	-7.4	-0.1	-0.1
20h00	-12.5	0.8	-0.7	12.9	-0.2	-0.2
21h00	-8.3	2.5	-1.8	9.4	-0.9	-0.9
22h00	-0.3	10.7	3.3	-15.6	0.9	0.9
23h00	-8.3	-2.0	-3.2	17.5	-2.0	-2.0
00h00	-8.2	-4.7	-4.1	22.2	-2.6	-2.6
01h00	-8.8	-5.8	-4.7	24.8	-2.7	-2.7
02h00	-7.9	-7.5	-1.6	21.3	-2.1	-2.1
03h00	-7.8	-8.6	-3.9	25.8	-2.8	-2.8
04h00	-7.2	-5.0	-2.6	20.6	-2.9	-2.9

Based on average values obtained over the whole calculation period, the radiation emitted by the tubes (surface 1) that attains the TIM cover (surface 2) represents 27.7%, while that that reaches directly the reflector (surface 3) is about 26.3%. Only 4.1% passes directly through the aperture (surface 4), 14% traverses directly the surfaces 5 and 6, and about 27.9% from the total emitted by surface 1 reaches itself. The radiant energy that passes through the apertures (surface 1, 5 and 6) represents 32% of the total emitted by the tubes. Figure (12) show hourly emitted and received radiant energy by each surface of the cavity for the data of October.

The total heat released from the upper side of the adsorber by radiative exchanges with the sky corresponds to 76% of the total heat dissipated from it. Concerning only the losses by radiation, the upper side is responsible for 89%, while the side lower is responsible for 11% of the total.

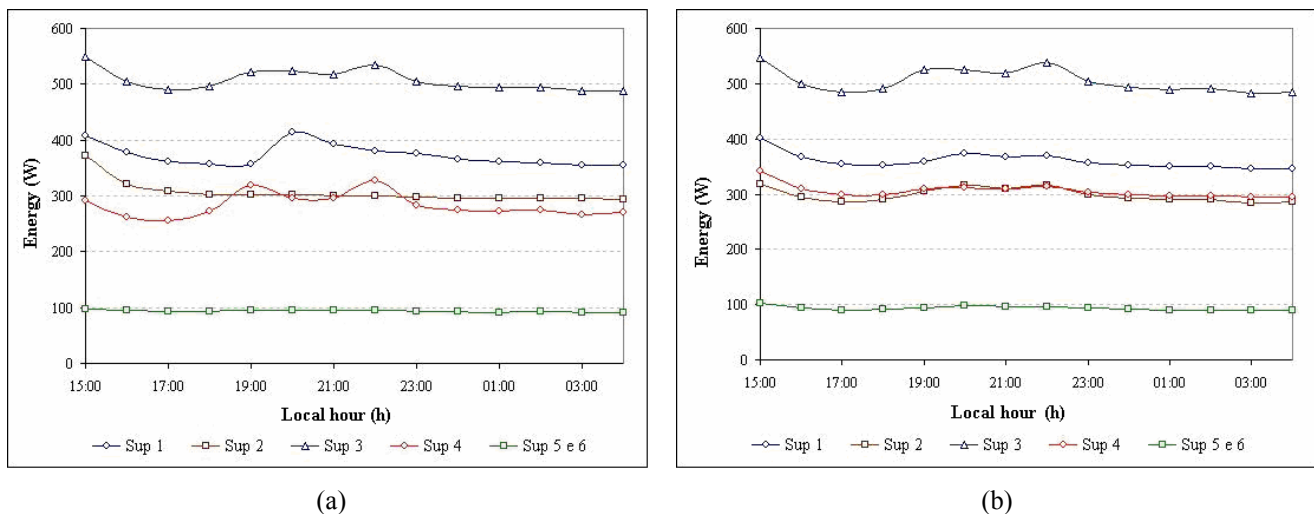


Figure 12. (a) Hourly emitted energy and (b) received by each surface of the cavity in October.

## 6. Conclusion

A brief revision about the different formats and uses of solar concentrators was presented. A special emphasis was given to the use of a concentrator in an adsorptive solar refrigerator that uses the activated carbon-methanol pair, where the concentrator is integrated to the adsorber component. The results from calculations have shown that the concentrator deviates about 29% of the energy received from the under side of the adsorber and about 32% of the radiant energy emitted to the sky and to the lateral surfaces.

## 5. References

- Anyanwu, E. E., 2003, "Review of Solid Adsorption Solar Refrigerator I: An overview of the Refrigeration Cycle", *Energy Conversion & Management*, Vol.44, pp. 301-312.
- Berdahl, P. and Martin, M., 1984, "Emissivity of Clear Skies", *Solar Energy*, Vol.32, N° 5, pp. 663-664.
- Bezerra, A. M., 1998, "Aplicações Térmicas da Energia Solar", Ed. Universitária UFPB, J. Pessoa, Brazil, 242 p.
- Brogren, M., Nostell, P. and Karlsson, B., 2000, "Optical efficiency of a PV-Thermal Hybrid CPC Module for High Latitudes", *Solar Energy*, Vol.69 (Suppl.), N° 1-6, pp. 173-185.
- Duffie, J. A. and Beckman, W. A., 1991, "Solar Engineering of Thermal Processes", 2<sup>nd</sup> Ed. John Wiley, New York, U.S.A.
- Eames, P. C., and Norton, B., 1995, "Thermal and Optical Consequences of the Introduction of Baffles into Compound Parabolic Concentrating Solar Energy Collector Cavities", *Solar Energy*, Vol.55, pp. 139-150.
- Goetzberger, A., Dengler, J., Rommel, M. Götschf, J. and Wittwer, V., 1992, "A New Transparently Insulated, Bifacially Irradiated Solar Flat-Plate Collector", *Solar Energy*, Vol.49, N° 5, pp. 403-411.
- Hollands, K. G. T. Brunger, A. P. and Morrison, I. D., 1991, "Evaluating Improvement to a Low-concentrating-ratio, Non-evacuated, Non-imaging Solar Collector", In: *Proceeding of Int. Conf. Solar World Congress Biennial Meeting of ISES*, Vol.2, Part II, pp. 1860-1865, Denver, USA.
- Leite, A.P.F., Grilo M.B., Andrade R.R.D. and Belo F.A., 2004, "Dimensioning, Thermal Analysis and Experimental Heat Loss Coefficients of an Adsorptive Solar Ice-maker", *Renewable Energy*, Vol.29, pp. 1643-1663.
- Leite, A.P.F., Grilo M.B., Andrade R.R.D., Belo F.A. and Meunier, F., 2005a, "Experimental Evaluation of a Multi-Tubular Adsorber operating with Activated Carbon-Methanol", *Adsorption - Journal of Int. Adsorption Society*, Vol. 11, pp. 543-548.
- Leite, A.P.F., Grilo M.B., Andrade R.R.D., Belo F.A. and Meunier, F., 2005b, "Thermal Exchanges in a Bi-facially Irradiated Collector Integrated to an Adsorptive Solar Refrigerator", In *Proc. COBEM 2005 18th International Congress of Mechanical Engineering*, 6-11 November, Ouro Preto, MG, Brazil.
- Lisboa, A. H., 2001, "Determinação do Potencial de Conversão de Energia Elétrica através de Termelétrica Solar – Metodologia e Demonstração de Caso para Belo Horizonte", *Proceedings of XVI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica*, Vol.1, Campinas, São Paulo, Brazil.
- Niemann, M., Kreuzburg, J., Schreitmüller, K. R. and Leppers, L., 1997, "Solar process heat generation using an ETC collector field with external parabolic circle concentrator (PCC) to operate on adsorption refrigeration system". *Solar Energy*, v.59, n. 1-3, p. 67-73.
- Nijegorodov, N., Jain, P. K. and Devan, k. R. S., 1996, "A Graphical Method of Measuring the Performance Characteristics of Solar Collectors", *Renewable Energy*, Vol.7, N° 1, pp. 23-31.
- Rabl, A., 1976, "Comparison of Solar Concentrators", *Solar Energy*, Vol.18, pp. 93-111.
- Schmidt, C. and Goetzberger, A., 1990, "Single-Tube Integrated Collector Storage Systems with Transparent Insulation and Involucre Reflector", *Solar Energy*, Vol.45, N° 2, pp. 92-100.
- Siegel, R. and Howell, J.R., 1992, "Thermal Radiation Heat Transfer", 3<sup>rd</sup> Ed. Taylor & Francis Pub., Washington, USA.
- Souliotis, M. and Tripanagnostopoulos, Y., 2004, "Experimental Study of CPC type ICS Solar Systems", *Solar Energy*, Vol.76, pp. 389-408.
- Stein, B., Reynolds, J., 1999, "Mechanical and Electrical Equipment for Buildings", 9<sup>th</sup> Ed., Ed. John Wiley & Sons, New York, EUA, 1999.
- Suzuki, A. and Kobayashi, S., 1995, "Yearly Distributed Insolation Model and Optimum Design of a Two Dimensional Compound Parabolic Concentrator", *Solar Energy*, Vol.54, N° 5, pp. 327-331.
- Tamainot-Telto, Z. and Critoph, R. E., 1999, "Solar Sorption Refrigerator Using a CPC Collector", *Renewable Energy*, Vol.16, pp. 735-738.
- Tripanagnostopoulos, Y., Yianoulis, P., Papaefthimiou, S. and Zafeiratos, S., 2000, "CPC Solar Collectors with Flat Bifacial Absorbers", *Solar Energy*, Vol.69, N° 3, pp. 191-203.

## 6. Copyright Notice

The author is the only responsible for the printed material included in his paper.

## ANALYSIS OF CABLING EFFECTS IN THE TEMPERATURE DISTRIBUTION IN ELECTRONIC DEVICES RACK

### Marcelo Pustelnik

EMBRAER - Av. Brig. Faria Lima, 2170, 12227-900, São José dos Campos - SP – Brazil  
marcelo.pustelnik@embraer.com.br

### Luis Carlos de Castro Santos

EMBRAER - Av. Brig. Faria Lima, 2170, 12227-900, São José dos Campos - SP – Brazil  
luis.castro@embraer.com.br

### Edson Luiz Zapparoli

ITA – Instituto Tecnológico de Aeronáutica Departamento de Energia Praça Mal. Eduardo Gomes, 50 - Vila das Acácias CEP 12228-900 São José dos Campos – SP – Brazil  
zapparoli@ita.br

### Cláudia Regina de Andrade

ITA – Instituto Tecnológico de Aeronáutica Departamento de Energia Praça Mal. Eduardo Gomes, 50 - Vila das Acácias CEP 12228-900 São José dos Campos – SP – Brazil  
claudia@ita.br

**Abstract.** *The target of this work is to evaluate the effect of the cables in the temperature distribution inside electronic equipment of aircraft racks using CFD (Computational Fluid Dynamic) tool. The cables (wiring) are modeled as a porous media and the continuity, momentum, energy equations are numerically solved in conjunction with the standard  $k-\varepsilon$  turbulence model. The finite volume method with a segregated formulation is employed to solve the mathematical model. Four different cases are simulated: the standard case without wiring and with air ventilation shows the baseline airflow and temperature distributions; the second case without ventilation and without wiring indicates that the effect of the natural convection is important; in the third case with constant velocity input, the effect of the porous media is verified through the calculation with several source terms showing that the pressure increase does not affect the temperature distribution; in the last case (constant pressure boundary condition with wiring) several source terms are used and are verified that the velocity magnitude increase in the entry affects significantly the temperature distribution of the components. Each imposed equipment heat flux is evaluated from the experimental temperature results. Numerical average equipment temperature results exhibit an asymptotic behavior as a function of the input airflow velocity.*

**Keywords:** *CFD, temperature distribution, electronic devices, wiring, cabling.*

### 1. Introduction.

Commercial transport aircraft have become increasingly dependent on electronics for navigation, guidance, communication, and other aircraft subsystem control functions. The heat dissipation from these items of electrical and electronic equipment is a problem requiring coordinated effort by both the avionic supplier and the airframe manufacturer. The environment in which equipment is installed; the average and local temperature within the equipment case, and the cooling method employed have a distinct bearing on the avionics design and reliability, SAE (1992). Avionics temperature control in current commercial aircraft employs direct contact cooling airflow. The equipment is located in a rack and ambient cooling air is drawn through its component parts. Thermal environment strongly influences performance, life and reliability of electronic equipment, SAE (1976). The rise of the rate of failure is strongly dependent on temperature and humidity values exceeding recommended levels.

Typical aircraft avionic equipment units are compact assemblies (racks). Many require forced-air cooling while in operation, particularly in military combat aircraft. The weight and space economics which influence the avionics designer also press the cooling system to employ the lowest possible air temperature for cooling purposes in order to minimize the penalties of system weight and operating weight due to airflow quantity, SAE (1997).

The installation of electronic devices in aircrafts is limited not only to weight and power consumption constraints, but also to the development of dedicated cooling systems. Besides the economic aspects, directly related to fuel consumption and maintenance costs, the electronic devices should be kept under manufacturer's specifications to reduce failure rates. There are also safety issues since, in extreme conditions, the equipment performance may be affected, generating spurious outputs that can be misinterpreted by both crew and other onboard aircraft systems software.

In this context, the analysis and the modeling of rack-mounted electronic devices becomes a necessity to keep the electronics operating under nominal conditions. That should be achieved minimizing the energy consumption, weight and cost of the cooling system. One important aspect this kind of modeling is the evaluation of the relation between the pressure loss in the airflow rate through the rack and the temperature distribution on each electronic device.

According to Guyer (1989), the electronic devices dissipation is usually higher than what can be removed by natural convection, which makes forced convection a necessity. Krauss & Bar-Cohen (1995) present an extensive study of both natural and forced convection applied to the design and optimization of cooling electronic devices.

When the operational temperature limit of equipment is reached, the performance, the life and the reliability are significantly reduced. Typically, for each 10 °C reduced in the temperature of the device, the operational life doubles. According to Wang and Muller (2000), the supply of ventilation should take into account:

- Positioning the electronic devices in order to get higher cooling velocities;
- Use of airflow with high turbulence;
- Minimization of the loss of cooling air not directed to the electronic devices;
- Searching and neutralizing hotspots in the compartment.

Besides, some additional gains in terms of cost and power should be pursued by trying to reduce the number and the power of fans, a lower acoustic noise, more compact and efficient fins and better equipment qualification.

The preliminary design of ventilation systems mostly takes into account average temperatures obtain by energy balances of the heat generated by the electronic devices and the heat loss to the surrounding environment. When detailed design is necessary the actual geometry of the rack and positioning of each box has to be analyzed. An important tool for the analysis of different configurations is the use of CFD tools. There are customized specific tools with similar purposes for the electronic device packaging itself, as ICEPAK, and for general cooling such as AIRPACK, but the general purpose CFD software FLUENT has all the necessary modeling capabilities to address the issue. The CFD analysis focuses in the following points:

- Obtain the temperature distribution of the surrounding environment around each box to check the operational limit and identify hotspots;
- Through the visualization of the velocity field find stagnation regions and recirculation that can affect the heat transfer between the device and surrounding air;
- Compute and monitor the evolution of the temperature on the boxes surfaces, and candidate point for temperature sensors.

All those aspects are analyzed in order to accept or not a certain arrangement of the boxes.

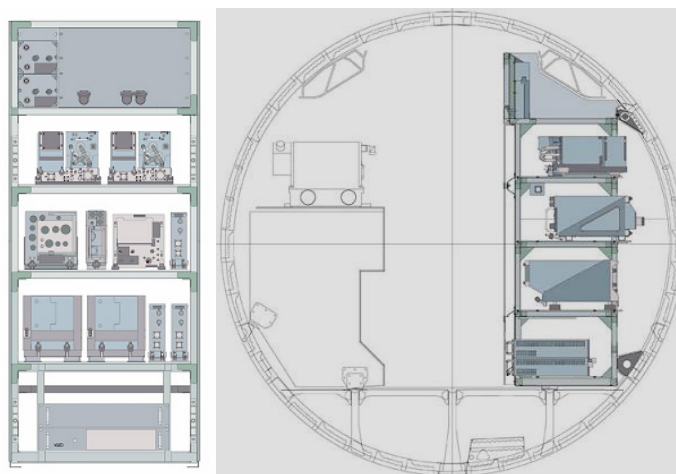


Figure 1. Rack with electronic devices (left) and its position inside the aircraft (right).

As clearly shows Figure 1, a considerable amount of cabling can be necessary to connect the boxes among themselves and to external equipment. Since the dimensions of the cables are extremely smaller than the boxes and there is high uncertainty on their actual position, the construction of an accurate geometrical model, and consequently a computational mesh, is prohibitive by today standards. Therefore, the main purpose of the present work is to investigate a methodology of including the effect of the presence of the cables in the obstruction of the flow and its impact on the electronic devices operating temperatures.

In order reach that goal a series of analyses is conducted taking as reference the installation shown in Fig. 1. This represents a typical electronic rack installed in an aircraft. This installation has been implemented in an actual aircraft and measurements were taken which can be used to support the accuracy of the analysis.

## 2. Mathematical Model and Solution Strategy.

A Newtonian fluid with constant properties is considered. The equations for conservation of mass, momentum and energy are solved coupled the standard  $k-\epsilon$  turbulence model. In order to model the influence of the obstruction caused

by cabling, the interior air volume is treated as a porous media. The porous media is represented by a source term, actually a volumetric loss, of momentum which can be shown in momentum equation as:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{u}) + \text{div}(\rho \vec{u} \vec{u}) = -\text{grad } p + \text{div}(\tau_{\text{eff}}) + \rho \vec{g} + \vec{F} + \vec{S}_i \quad (1)$$

The source term which represents the porous media obeys the relation:

$$\vec{S}_i = C_0 |\vec{u}| C_1 \quad (2)$$

where the constants  $C_0$  and  $C_1$  control the intensity of the obstruction which should be determined by the proposed numerical experiment. For the pressure interpolation scheme, the first-order default is used. The SIMPLE Pressure-Velocity coupling method is used. The first-order upwind discretization is used for all the others equations. In addition, the following hypotheses are adopted:

- Steady state conditions – since the critical cases are related to prolonged operation of the electronic devices during flight, this hypothesis represents the real case;
- The electronic devices generate heat according to manufactures dissipation rates which are implemented as volumetric sources. This energy release is uniform;
- The external temperature is specified as constant along the walls of the compartment containing the rack;
- The rack mounting itself is not represented in the mesh, the boxes are set as “floating” inside the compartment;
- Radiation effects are not considered;
- The air moisture is not taken account;
- The thermal effects of the cables (inertia and conduction) are not modeled only head loss is taken into account.

As mentioned before, the computational model chosen a CFD model using the capabilities of the commercial code FLUENT. In order reach that goal a series of analyses is conducted taking as reference the installation shown in Figure 2. This represents a typical electronic rack installed in an aircraft. This installation has been implemented in an actual aircraft and measurements were taken which can be used to support the accuracy of the analysis.

The computational mesh is illustrated in Fig. 2. It has 93,503 tetrahedral elements and each electronic device is represented by a box which is considered as solid, and therefore has internal elements. The surface of the boxes connects the internal solid mesh and the fluid mesh filling the rack air volume. All the boundary conditions are depicted in Fig. 3:

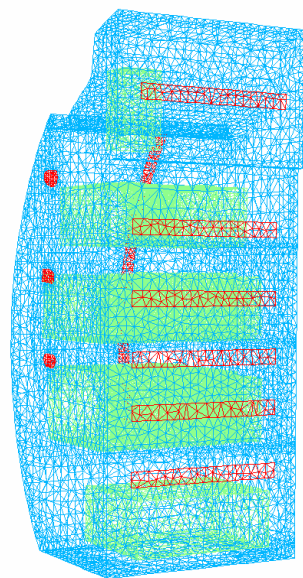


Figure 2. Mesh inside the rack with 93,503 tetrahedral elements.

- *Inflow*: Is represented by a velocity inlet boundary condition on the slot along the side of the compartment that fits the fuselage curvature (*slot*). The inflow velocity is set to 0.35 m/s, the inflow temperature to 283 K, the turbulent intensity to 10%, considering a hydraulic diameter of 0.01 m, to set the turbulence variables.
- *Outflow*: The model has nine potential outlets. Three of them are exhaust fans (*ext2*), in which the gauge pressure is set to approximately -0.48 Pa. The remaining are six grills with exit to the ambient (*grill*) set as pressure outlets at 0 Pa gauge.
- Walls: The walls are isothermal set to 298 K, except the families identified as *bin e hollow* which are set to 282 K.
- Heat sources: The electronic devices are modeled using volumetric heat release rates. The experimental values used and the heat fluxes considered are shown in Fig. 4. The equipment named "eq 0" has no heat volumetric generation.

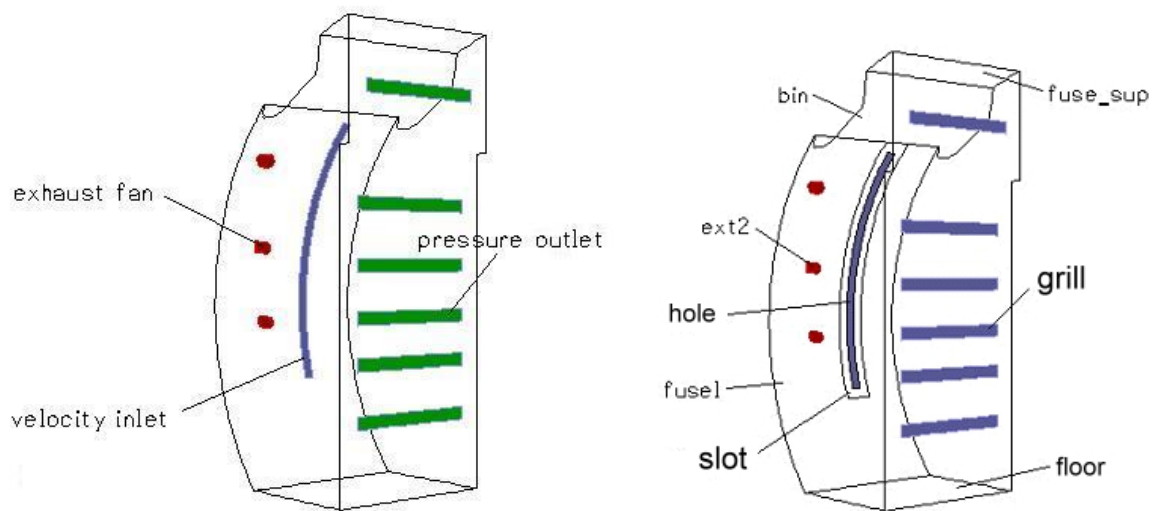


Figure 3. Representation of the rack boundary conditions.

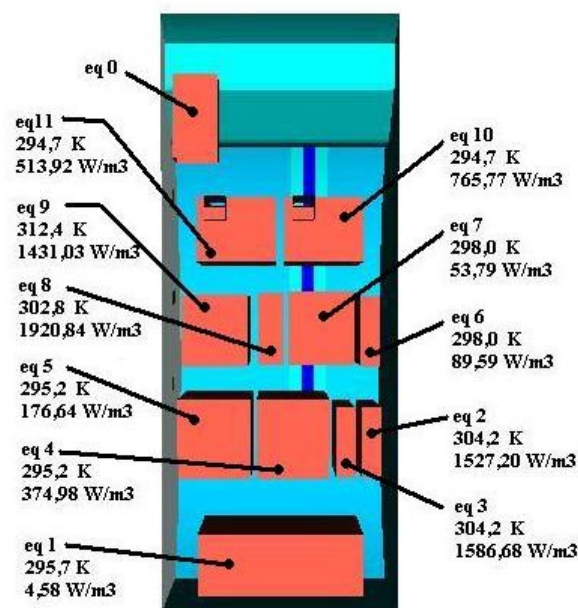


Figure 4. Experimental temperature values (K) and calculated heat generation (W/m<sup>3</sup>) for each device.

### 3. Results for the baseline case (without cabling).

To establish a reference to compare the effect of the head loss in the compartment a baseline reference computation is performed. Given the experimental values of the surface temperature of the equipments the simulation is computed to obtain the equivalent heat release rate for each box, as presented on Fig.4. The temperature and flow field computed are considered for analysis effects as the nominal operating condition of the system for an ideal installation without cables.

The temperature profiles can be seen on Figure 5a and 5b for different views. It can be seen that the critical boxes are *eq. 1, 2, 3, 8 and 9* (compare with Fig. 4). From the transversal planes it can be seen that the lower part of the compartment remains at higher temperatures affecting mainly the box *eq. 1*. This trend can be confirmed by the flowfield patterns shown in Figs. 6a and 6b.

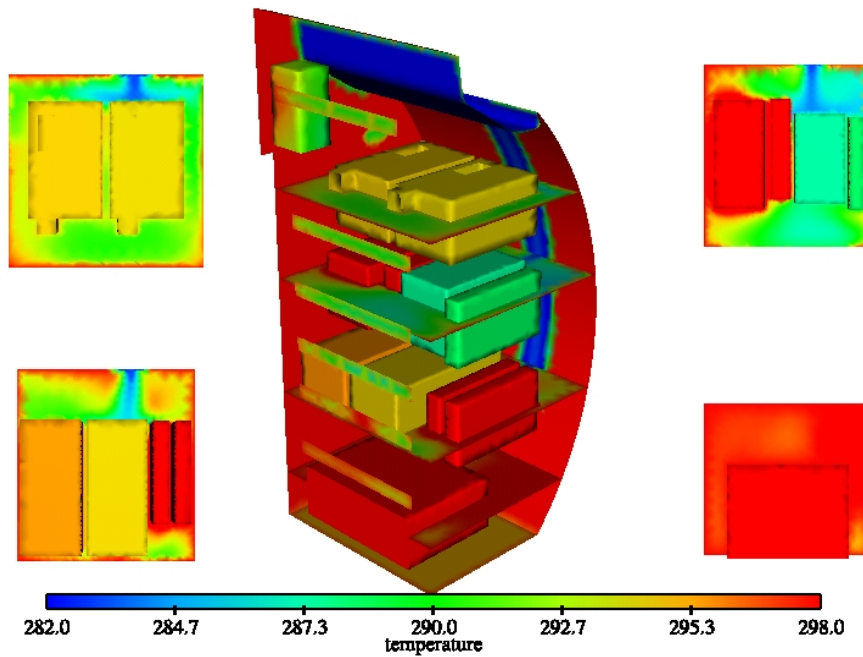


Figure 5a. Temperature distribution (K) results for the baseline case: transversal planes

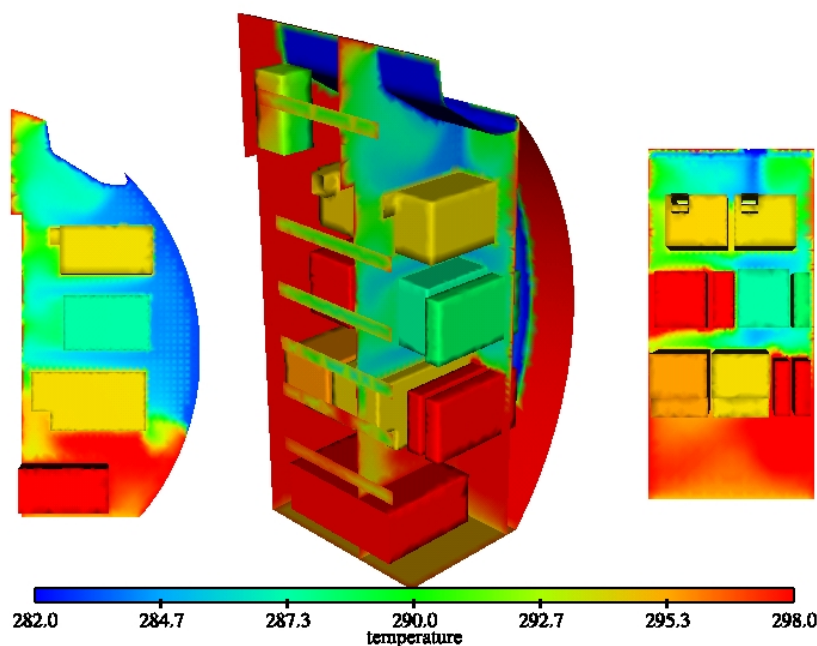


Figure 5b. Temperature distribution(K) for the baseline case results: longitudinal planes.

The velocity field shows a recirculation zone in the lower which traps the air in that region, increasing its temperature. Most of the air escapes through the upper outlets.

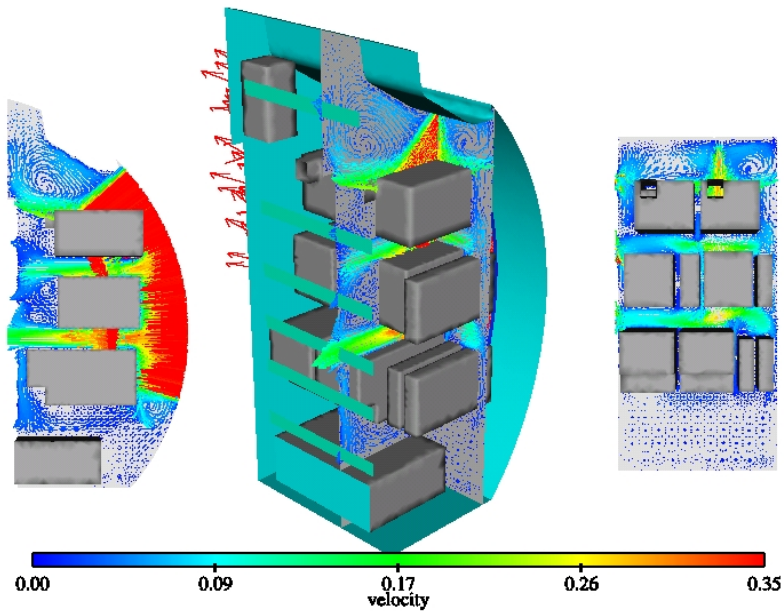


Figure 6a. Velocity (m/s) vectors for the baseline case: transversal planes

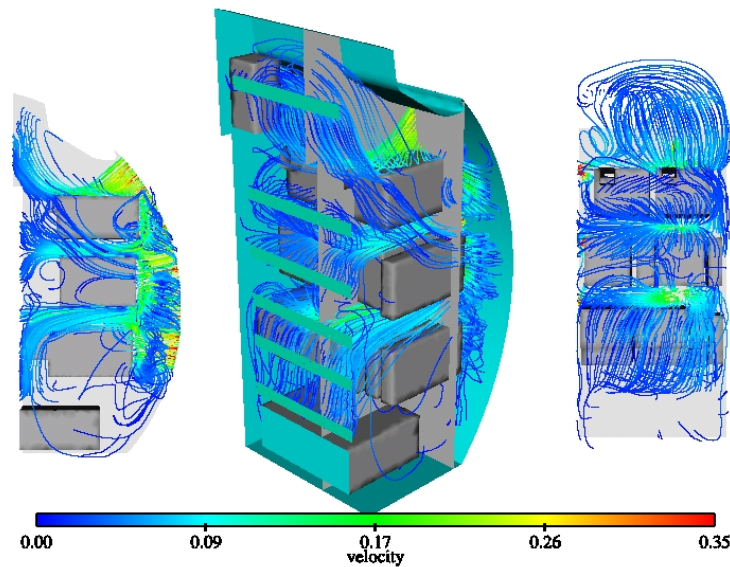


Figure 6b. Velocity (m/s) vectors for the baseline case: longitudinal planes

Considering now a failure of the ventilation system, the exhaust fans and also the derivation from the air conditioning distribution through the slot another simulation was performed. As it can be seen in Fig. 7, the maximum temperature on the environment reaches 400 K and is located on a hot spot in center row of electronic devices. This case clearly stresses the need of a dedicated ventilation system to aid heat dissipation by the boxes.



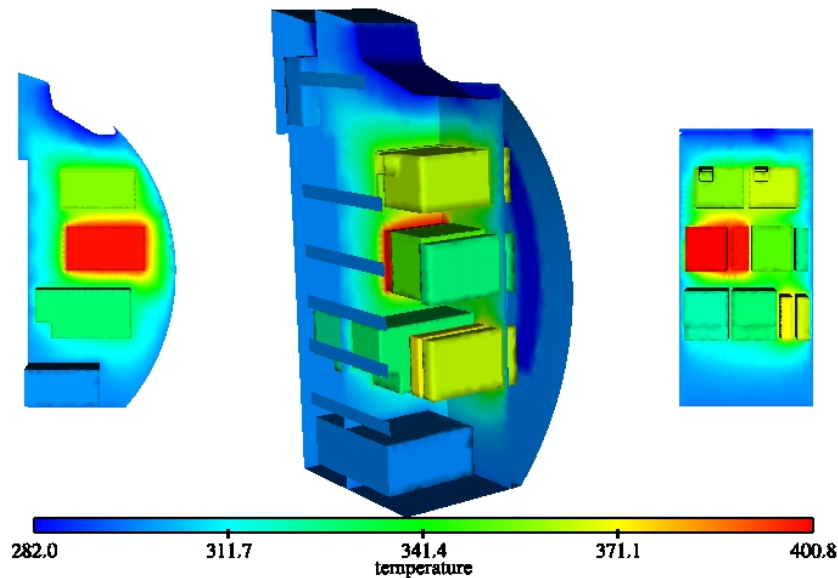


Figure 7. Temperature distribution (K) results for case without ventilation and without cables.

#### 4. Inclusion of the Porous Obstruction (cabling effect).

The sensitivity of the simulation to the inclusion of the cables head loss via porous media is now studied. [Two cases are considered:

- i) Similar to the baseline case with a velocity inlet boundary condition: normal velocity to the inlet surface, is applied on the slot and the porous media constant  $C_0$  is varied from 5 to 100000. The constant  $C_1$  is kept equal to 1.
- ii) The inflow boundary condition is changed to pressure inlet, allowing the input of a constant pressure along the slot but allows for the accommodation of a variation in inflow velocity. Again the porous media constant  $C_0$  is varied, but in this case from 0.00001 to 100000.

Figure 8 shows the rise of pressure as the porous obstruction is increased, but as it can be seen the temperature remains unaffected (Fig. 9), that is due to the choice of the boundary condition. Since the inlet velocity is kept constant the removal of heat remains at the baseline simulation case level. This behaviour leads to the conclusion that it would be more realistic to impose the pressure instead the velocity on the slot (Fig. 3).

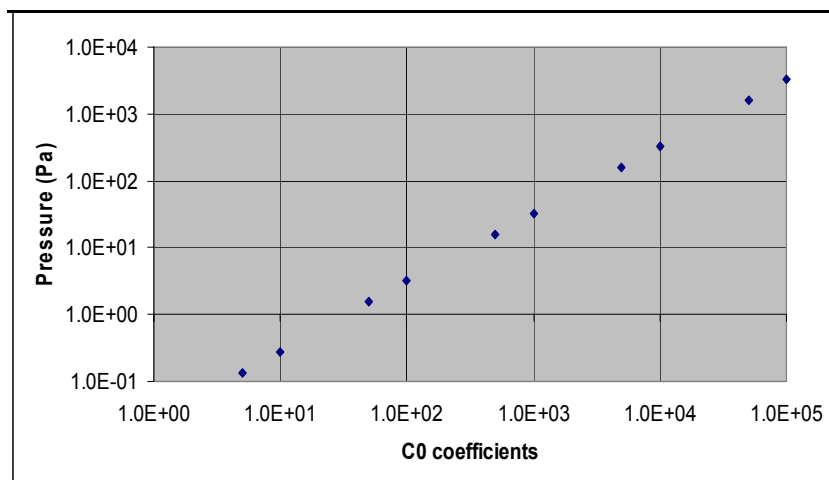


Figure 8. Relation between  $C_0$  coefficients and inlet pressure.

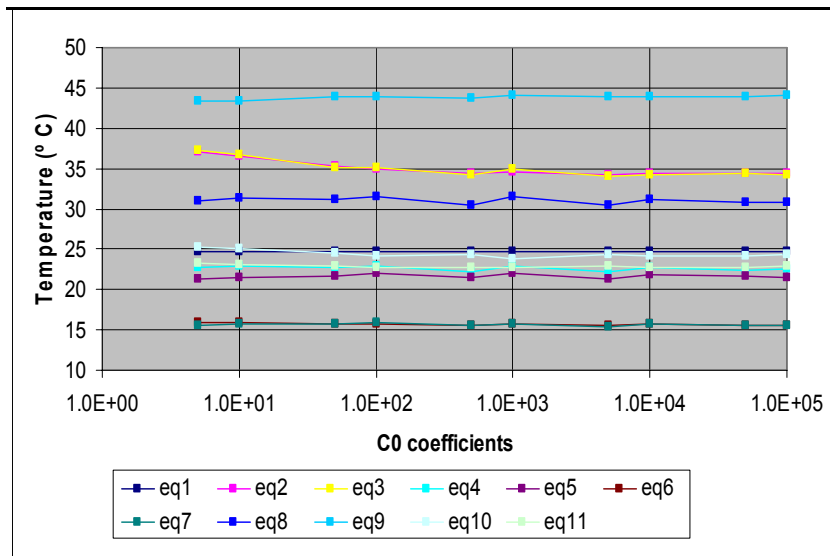


Figure 9. Temperature distribution (K) results for case with constant inlet velocity.

Figure 10 and Fig. 11 show how the velocity and temperature profiles are affected by the porous media obstruction. The increase of  $C_0$  values causes also an increase of average temperature which leads to decrease in the velocity values. For such critical conditions the temperature reaches values above the natural convection case.

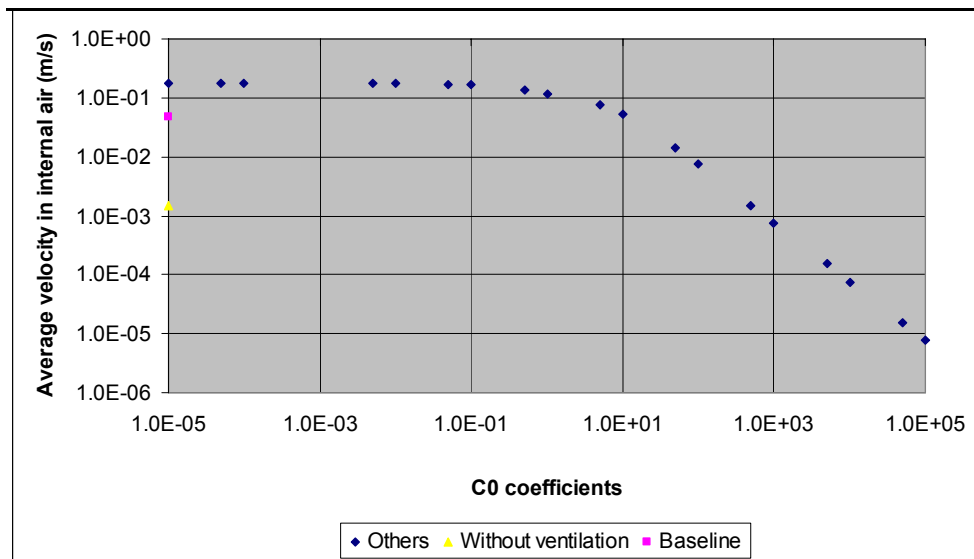


Figure 10. Average velocities for the case with constant pressure.

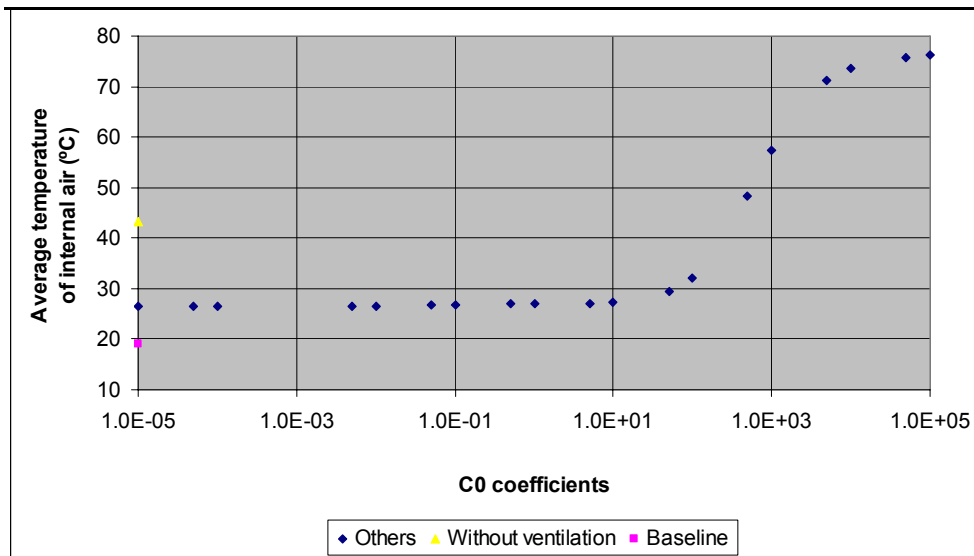


Figure 11. Average temperatures for the case with constant pressure

In Figure 12 it can be seen that the boxes *eq.8* e *eq.9*, which work at higher temperatures, quickly reach an unacceptable level as the porous obstruction increases. At a certain obstruction level box *eq.3* becomes more critical that box *eq.8* and latter the trends reverses again. In Fig.12 it also can be noted that even for very low values of average velocity the temperature remains at acceptable levels.

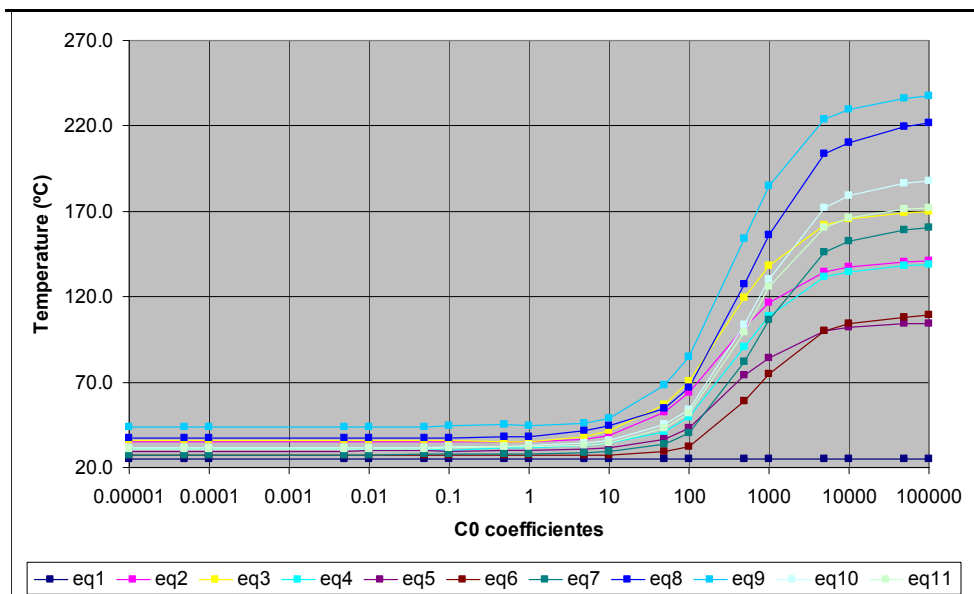


Figure 12. Temperature (K) results for case with constant pressure and with cables

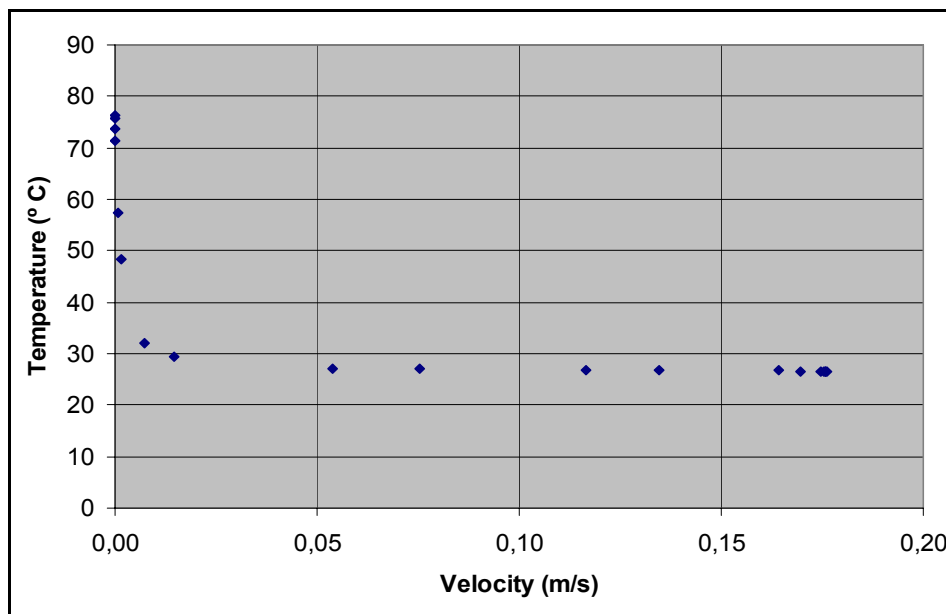


Figure 13. Case with constant pressure and with cables

The results indicate that for  $C_0$  values close to 10, the performance of the system is acceptable causing an average velocity of 0.07 m/s which is comparable to the baseline case. Therefore there is little influence in results on attempting to include the cables which justifies the approach adopted on the baseline model.

## 5. Final remarks.

This work studied the cabling effect inside an electronic device racks to analyze using a CFD tool. Firstly, a baseline case without cables was solved to be compared with the cabling case (where the wiring effect was modeled as a porous media). Results of the temperature and velocity inside the rack allowed proposing some actions that could improve the boxes ventilation. These recommendations can be summarized as:

- The grills should be centered to frontal face of electronic devices;
- The exhaust fans should be aligned with the sides of boxes not in space between them;
- Redistribution of the equipments with higher heat releases near the entrance.

Future experiments shall be conducted in order to correlate the porous obstruction with actual cable density.

## 14. References

- FLUENT Inc. Fluent User's Guide. Version 6.1. Lebanon – NH, USA.
- Guyer, E. C., 1989, Air- and Liquid-cooled Heat Sinks. Handbook of Applied Thermal Design. McGraw-Hill Inc. USA.
- Kraus, A.D., and Bar-Cohen A., 1995, Design and analysis of heat sinks, John Wiley & Sons, 407 pp.
- Pustelnik, M., Metodologia computacional para o estudo do efeito da cablagem na distribuição de temperatura em equipamentos eletrônicos, 2004, 81p., Dissertação (Mestrado) – Instituto Tecnológico de Aeronáutica. Engenharia Aeronáutica e Mecânica, Área de Aerodinâmica, Propulsão e Energia. São José dos Campos.
- SAE, Society of Automotive Engineers, Inc., 1976, AIR-1277, Cooling of Modern Airborne Electronic Equipment.
- SAE, Society of Automotive Engineers, Inc., 1992, AIR-64B, Electrical and Electronic Cooling in Commercial Transport Aircrafts.
- SAE, Society of Automotive Engineers, Inc., 1997, ARP-987, The Control of Excess Humidity in Avionics Cooling.
- Versteeg, H. K., Malalasekera, W., 1995, An Introduction to Computational Fluid Dynamics – The finite volume method. Longman. Malaysia.
- Wang, D.G., Muller, P.K., 2000, Improving Cooling Efficiency by Increasing Fan Power Usage. Microelectronics Journal. n 31. pp. 765–771.

## 5. Responsibility notice

The authors are the only responsible for the printed material included in this paper.

## IMPEDANCE METHOD FOR DETERMINING VAPOR PRESENCE AT EXPANSION VALVES INLET

Marcelo da Silva Rocha  
José Roberto Simões-Moreira

SISEA – Alternative Energy Systems Laboratory, Mechanical Engineering Department, Escola Politécnica - Universidade de São Paulo - Av. Prof. Mello Moraes, 2231, 05508-900, São Paulo, SP, Brazil - Phone/FAX: +55 11 30915684 – www.pme.poli.usp.br/sisea - e-mail: jrsimoes@usp.br

**Abstract.** Refrigerant fluid generally leaves the condenser in the liquid state but, if there is significant off design occurrence in the condenser to the expansion valve line, under certain limited circumstances, vapor phase will form and the fluid will reach the expansion valve as a two-phase mixture, which negatively affects flow control.

This work presents a study of an impedance method applied for determining vapor presence at refrigerant expansion valves inlet with the aim of furnishing an electrical signal to the refrigerant mass flow control system or to a simple bad operation alarm.

A discussion of the experimental technique, procedure as well as the cause and consequences of vapor presence at expansion valves inlet were carried out in this paper. As a goal, the work aims to furnish a possible new tool for refrigeration cycles control improvement.

**Keywords:** refrigeration, void fraction, impedance sensor, expansion valve.

### 1. Introduction

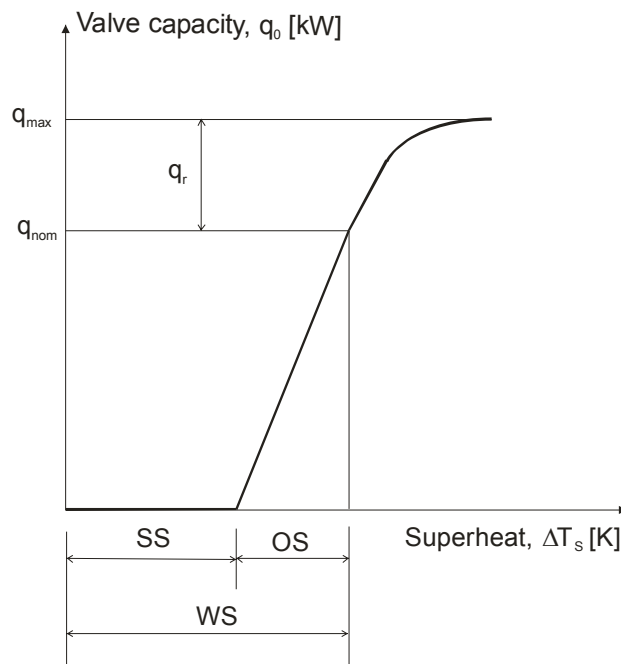
With an increasing automation of refrigeration systems, new technologies for specific system parts control have been developed as an effort for process operational optimization and, mainly, for energy consumption reduction. Electronically controlled refrigeration systems have the advantage of having faster control responses and avoid thermally induced failure of devices and components. One of the most important components of any refrigeration system is the expansion device that besides providing the necessary pressure drop usually has the additional function of controlling the refrigerant mass flux into evaporator, maintaining the superheat set point to adjust the refrigeration load. Obviously, the refrigerant mass flux control is an important process parameter and it needs a special attention.

Methods for producing the necessary pressure drop between the condenser and evaporation has increased over the years. Quite probably, the first technique was a simple hand valve set to a particular flow restriction and load condition. Its usefulness was limited by the fact that it had to be manually reset for each change in system load.

The capacity of capillary tubes, which generates a pressure drop by having a high internal flow friction, is limited to follow refrigeration load variation. In the same way, a fixed orifice as the pressure drop device displays poor capability to impose flow restrictions for variable refrigeration load. Advances in the area of mechanical valves led to the conception of automatic expansion valves. Automatic expansion valves maintain a pressure in the evaporator, and open in response to a drop in suction pressure. While automatic expansion valves are able to follow load oscillations better than fixed restrictors or capillary tubes, their operating characteristics are sometimes in opposition to those needed for an efficient controlling system.

An efficient expansion device for refrigerant control is the thermostatic expansion valve (TXV). The TXV works by sensing and controlling the superheat in the evaporator. Superheat is a direct measure of the work done, or heat absorbed, by the evaporator. Therefore, by controlling the superheat, a TXV regulates the proper amount of refrigerant into the evaporator under a large range of load conditions, and it still prevents backflooding from damaging the compressor. TXV's have a sensing bulb filled with a substance, usually formed by a mixture of refrigerants, which expands when heated and actuates on a spring balanced device to open or to close the flow controlling orifice (Dossat, 1980). The idea is that the superheat modulates the valve operation as can be seen in Fig 1.

Figure 1 shows a typical diagram of the TXV capacity versus the liquid superheat. In that diagram it can be observed that the working superheating (WS) controlled by the valve is the sum of the static superheating (SS), in which the valve remains static (factory defined superheating), and the opening superheat (OS), in which the valve make the control by the nozzle area control. The nominal capacity ( $q_n$ ) is associated with the working superheat (WS) while the reserve capacity ( $q_r$ ) is the difference between the maximum capacity ( $q_{max}$ ) and the nominal one.



**Figure 1** – TXV capacity versus superheat typical diagram (Asercom, 2005).

Electronically controlled valves (EEVs) are refrigerant control devices that have a very wide load range, are remotely set, and temperature controlled directly. There are generally two basic types of electronically controlled expansion valves: solenoid or pulse, and step motor. In this type of valve, a small motor is used to open or close the valve port. The motor that is used does not rotate continuously, but instead, rotates a fraction of a revolution for each signal sent by the controller.

The TXV is set to be passive over the SS band and controls only the OS band while the EEV can control all the WS band, with capability to change SS band accordingly to the operational need.

According to the results obtained by Mulay et al. (2005), the system stability is hardly sensitive to the bulb location, once the thermal resistance, and the two-phase heat transfer coefficient between the suction line and the bulb affects the control system dynamics. That author noted that there exists a point in the suction line at which the superheat variation is the least, or minimum stable superheat where the expansion valve bulb must be located making the valve, and consequently, the system more stable.

Although it has been confirmed that the characteristics of the expansion valve limits this useful range because of excessive pressure drop into liquid line, instability at partial loads, and low subcooling conditions, experiments need to be carried out to determine the effect of the above described parameters. Investigations must be done about the occurrence of flashing gas at valve inlet, both theoretically and experimentally, to show how much the flashing presence at expansion valve inlet reduces controlling capacity.

EEV's respond only to the signal supplied by their controllers. Tests have shown that under most operating conditions EEVs modulate at about 30% of full open position. EEV or controller failures would most likely not lead to floodback, except immediately after a defrosting cycle. Most modern controllers used with EEVs have built-in diagnostic capabilities. Online failure diagnosis systems have been developed to monitor compression refrigeration cycles. They are generally based on a priori system symptoms and they are not completely reliable (Grimmelius et al., 1995). When a failure is experienced in the valve/controller system, the first step is to define the failure as controller related or valve related (Outtagarts et al., 1997).

This work give an overview on refrigeration cycles troubleshooting causing expansion valves malfunctions from analyzing recent works on some new techniques demanded by performance increasing and energy saving. Special attention is done to the liquid line flashing occurrence and its respective consequence on the expansion valves operational capacity reduction. The valve inlet refrigerant quality is suggested as a new controlling parameter as a technical solution, which consists in implementing an impedance sensor at the inlet expansion valve to furnish a characteristic signal for control system actuation.

## 2. An Overview on EEVs Performance

Although expansion device studies have been the main target of many works for evaluating a parametric influence on mass flow control, there are no in-depth analyses concerning the influence of flashing at the expansion valve inlet as a way to optimize refrigerant flow control.

Choi and Kim (2004) carried out similar investigations were the influence of the expansion valve on the performance of a heat pump using R407c under several refrigerant charges. The authors tested capillary tube and EEV performance on heat pump capacity under different refrigerant charging range from  $-20\%$  to  $+20\%$  of full charge and evaporation temperature of  $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ . For capillary tube using R22 and R407C, it was observed a higher sensitivity to the refrigerant charge condition, and system COP reduction under refrigerant overload condition due to the higher superheating. For EEV it was observed higher system COP and capacity due to the low dependence on the refrigerant charging condition using R407C, compared to the capillary tube, concluding that electronic control leads to higher system performance and stability.

A large evaluation of TXV and EEV comparing its performances with the use of R22 and R407C was made by Aprea and Mastrullo (2002). Permanent and transitory regimes were analyzed and no COP considerable difference between EEV and XV were observed, with the use of R22 or R407C. The EEV presented fast response to the operational condition changes and more adaptability to new set superheating. The authors verified the incapacity of the TXV to the refrigerating control when variable velocity compressors are used. They observed that during dynamic operation (OS regime, see Fig.2), if the evaporation dynamic pressure decreases after compressor stop or start, a two-phase mixture could be pumped to the compressor making severe damage. For transitory operational conditions like cycle start the EEV flow control is quite linear and faster than TXV that presents non-linear control. Furthermore, the compressor power consumption is small for EEV control than TXV.

Lenger et al. (1998) used a traditional model based on force equilibrium and pressure drop on the valve diaphragm. These authors took in consideration the spring constant and the bulb time constant, and the offset temperature. They carried out a refrigerant transient flow study showing that there was a weak relationship between transient mass flow rate and superheating.

The transient effect of the suction pressure was also analyzed by McMullan e Hewitt (1995), and they concluded that superheating has a strong influence on the valve control capacity. Park et al. (2001) realized a large study of an air-conditioned system using an EEV by implementing a numerical model. The authors changed the compressor's velocity and determined the best valve lift for an optimized COP. Finally, the authors did not find any work that consider the influence of vapor presence at an expansion valve inlet, which is the paper main goal.

### **3. Liquid Line Flashing: Problem Characterization**

Flashing or refrigerant vapor into the refrigeration cycle liquid line is a more frequently occurrence than one would like. All refrigeration cycle design theory guides on subcooling liquid refrigerant as a way to prevent the flashing problem. The use of liquid subcooling in the evaporator exit is probably the most well-known and generally accepted method of suppressing that phenomenon. The technical literature presents some of the main causes of flashing occurrence as exposed below:

- Excessive frictional pressure drop in the liquid line;
- Installation of flow restriction devices in the liquid line causing localized pressure drop;
- Excessive line lift;
- Off design refrigerant charge; and
- Thermal gains from ambient.

The first two flashing causes are directly related to the liquid line head pressure. Generally, the condensing temperature (head pressures) for air conditioning applications is about  $40\text{ }^{\circ}\text{C}$  and it can be as low as  $30\text{ }^{\circ}\text{C}$  for a refrigeration system (Stoecker & Jones, 1985). When considering the energy cost of running the compressors without addressing the generation of flashing before the liquid entering the expansion device, these condensing temperatures have been found to be the most optimum condensing ones. Due to the flow from the evaporator to the expansion device inlet, some pressure drop is expected as consequence of frictional losses and additional pressure drop may occur if any flow restriction device, such as regular valve, is installed in between. In addition, flashing can occur where a drier is installed which may cause a flow restriction.

In large refrigeration systems, many times the condenser and the evaporator are located far apart from each other and, in some cases, at different gravitational levels. Such is the case when the condenser and the other machinery are located at the ground level and the evaporator is a one or more floor above. Some pressure head reduction will occur by simple gravitational head reduction that may induce the formation of flashing. System operation may be erratic because the expansion valve will be starved at the evaporator inlet point. Another cause can be excessively long pipe runs. The pressure drop causes flashing to occur. The last situation may occur in long liquid lines where it may be exposed to a temperature above the corresponding saturation one.

Finally, flashing can also be an indication of refrigerant leakage, particularly if bubbles are known not to be present previously. Furthermore, other factors can induce flashing occurrence, such as refrigeration system malfunction, in which the low refrigerant charge is the cause of vapor bubbles presence into the liquid line and it can reduce the system performance.

Important results were obtained by Vinnicombe and Ibrahim (1991) concerning to the verification of flashing occurrence into liquid line. The main set of tests were carried out with the returning chilled water temperature and the evaporator maintained constant at 12 °C and 0 °C, respectively. The results of the tests at duty load greater than design one for the expansion valve show that they confirm the manufactures contention that the valves can operate at duties larger than the design ones. The result of the tests at full and partial load duty for each of the valves show that over all the conditions imposed, apart from at high condensing temperature and low load where valve instability was observed, the system performed most satisfactory and no practical difficulties were experienced. In fact, at the low condensing temperatures the compressor ran far more smoothly and quietly. At low condensing temperatures where the desired refrigerating capacity cannot be maintained even when the expansion valve is fully open, it can be seen that both the TXV's behaved broadly as expected and their capacities were significantly larger than the declared capacities. It is noticeable that the extra capacity of the valve in excess of the declared capacity is very significant and it allows the system to maintain the set load condensing temperatures much lower than that predicted from the declared data. Nevertheless, further technical improvements cannot be included during the design stage because solutions are different for each operational condition and particular refrigeration system.

Bahajji et al. (2005) developed an experimental study about flashing process through expansion valve using the refrigerants R22, R290, and R410A. They evaluated the upstream and downstream expansion valve pressures, subcooling, and valve flow area on the refrigerant mass flow. Upstream pressure revealed to hardly influence the refrigerant mass flow for all refrigerants tested. Next, it was observed that the downstream pressure has little influence over refrigerant mass flow that indicates that the flashing phenomenon was well anticipated by the flow models analyzed. The next experiment indicated that the subcooling had a major influence over the refrigerant mass flow, i.e., the higher the subcooling the higher the mass flow. Finally, the flow area had a large influence over the mass flow, but the influence was clearly different for each one of the tested refrigerants due to different thermodynamic properties. In addition, flow area models were compared with the geometrical (actual) valve area assuming that the little amount of vapor present at the inlet (about 2% in volume) was negligible so that the Bernoulli equation was used also used. The central discussion on the mass flow model through nozzles is how to determinate the throttle pressure ( $P_t$ ). Bahajji et al. (2005) also proposed and analyzed three hypothesis for the throttle area: the first assumed that  $P_u \sim P_s$  (saturation pressure for saturated liquid temperature at nozzle inlet) overestimating the flow area compared to the geometrical one. The expansion valve makers use  $P_u \sim P_e$  (evaporation pressure) underestimates the flow area for the lift positions. The conventional nucleation theory based model was adopted to obtain a more precise flow area model which establishes a differential pressure between the thermodynamic saturation pressure and the minimum pressure in a depressurization process, or ( $P_{sat} - P_t$ ), giving best predicted flow area compared to the geometrical one.

According to O Brian (2005), The expansion valve has its capacity hardly reduced when starved of refrigerant, when not being fed by liquid. With the speculated saturated condensing pressure drop from 43 °C to 20 °C there is a reduction in available TXV pressure drop, an increase in available liquid density and a reduction in liquid enthalpy. The author presents the use of a liquid pump after the condenser and the liquid receiver as way to avoid the flash gas into liquid line. The study, showed that assuming that there is not only liquid available into liquid line, it can be estimated that the EEV capacity loss may be about 20% and the TXV capacity loss may be about 28%. Both TXV and EEV capacities is subject to available liquid quality and sufficient liquid pressure available at inlet. Some EEV manufacturers suggest the inclusion of a control characteristic to cycle condenser fans in the event of low load and/or low temperature ambient as a way to avoid liquid starvation.

Many other works have been done in order to investigate external parameter influence in refrigeration systems supplied by expansion valves as in Ibrahim (2001) that developed a theoretical model to investigate the sudden changes in external parameters over a refrigeration system with an evaporator controlled by a TXV.

Although all the problems posed before, there is no control system in the literature concerning to the possibility of to detect and indicate a possible refrigerant vapor presence at liquid line or to permit a valve control by the action of an electronic controller. In a recent work, Hrbak et al. (2001) present four methods of detecting droplets in the stream of superheated vapor at the evaporator exit of a refrigeration system. The authors show a construction technique of a thin-film resistance sensor (MEMS) to detect and measure the liquid droplets.

#### 4. Basic Mass Flow Rate Model and Considerations

The refrigeration system performance is predicted by manufactures and this information assumes that the refrigerant enters the expansion valve in the liquid state. Invariably the refrigerant will leave the condenser in the liquid state but, as seen above, if there is a significant pressure drop in the liquid line from the condenser to the expansion valve, under certain limited circumstances, vapor will form in the refrigerant and so a two-phase mixture will enter the expansion valve. As a result of that, the mean specific volume of the refrigerant will be higher than that one of a liquid phase alone and, therefore, it is likely that the mass flow rate through the expansion valve and, consequently, the overall refrigerating capacity will be lower than that one if there were no vapor presence. The amount of refrigerant flow (mass flow) into the evaporator will determine the capacity of refrigeration and the expansion valve must be able to feed enough refrigerant to sustain any increase in capacity demand. The most significant loss of expansion valve capacity will occur if the valve is fed with a two-phase mixture. Besides that, along with the presence of vapor other factors will



affect the valve capacity. Both the liquid refrigerant temperature and pressure drop across expansion valve will affect its performance but as hardly as the upstream pressure as found by Bahajji et al. (2005).

The most elementary valve model considers a thermodynamic equilibrium and the refrigerant mass flow rate through an orifice with a differential pressure is obtained from Bernoulli's equation, i.e.,

$$\dot{m}_c = C_d A \sqrt{2\rho(P_u - P_d)}, \text{ and} \quad (1)$$

$$C_d = \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_C}, \quad (2)$$

where,  $\dot{m}_C$  is the ideal refrigerant mass flow (isentropic) through expansion valve,  $\dot{m}_A$  is the actual refrigerant mass flow through expansion valve,  $C_d$  is the discharge coefficient,  $\rho$  is the liquid density,  $P_u$  is the valve upstream pressure, and  $P_d$  is the valve downstream pressure.

Almost invariably, expansion devices in refrigeration systems take the form of some type of automatically adjustable orifice. In a flooded evaporator, the adjustment will be by the means of a float switch to maintain the liquid refrigerant level and, in the more common thermostatic expansion valve (TXV), the adjustment is made in response to a temperature sensor at the evaporator exit to maintain a constant refrigerant superheat.

In an expansion valve there will be a maximum size of orifice when the valve is fully open and, if the operating conditions require a larger one than that to maintain the superheat, the valve will be incapable of supply the flow demand. Consequently, there will be a superheat larger than that of the set point and a corresponding reduction in refrigerating capacity.

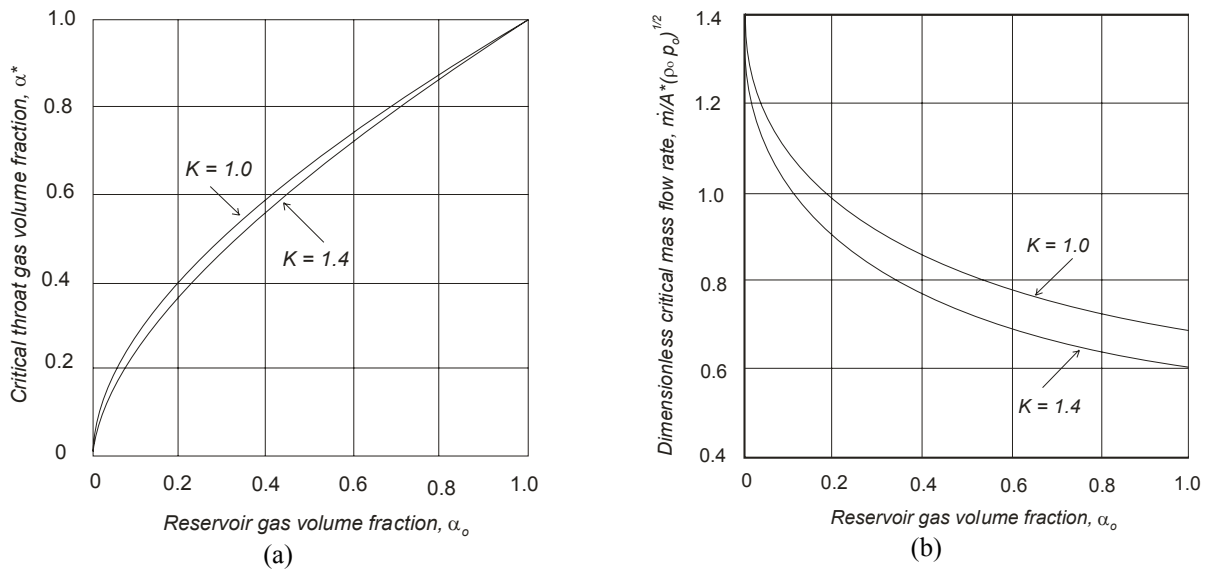
According to Shanwei et al. (2005), at low differential pressure the refrigerant flow is, in practice, determined by the fully open orifice size of the valve and the Eqs (1) and (2) can determine the mass flow rate. When the pressure difference is large, the flow is determined by the capacity of the compressor and the size of the orifice in the expansion valve will be reduced automatically to maintain the set superheat. Investigations like those carried out by the above cited works show that the refrigerant flow and therefore the refrigerating capacity is proportional to the differential pressure over the expansion valve implying that low condensing temperatures imply in a low mass flow rate and that is the reason put forward why the condensing temperature must be maintained high. However, Bahajji et al (2005) showed that the use of a relatively large orifice could reduce the problem, although the limit is the range of TXV operations, which may become unstable. The instability (hunting) results in a cyclic overfeeding and underfeeding of the evaporator and the most serious consequence can be a refrigerant in the liquid state entering into the compressor leading to a possible mechanical failure.

For the subcooled flow, the most applied model to predict the mass flow through nozzles are the homogeneous equilibrium model (HEM), which assumes that the two phases are flowing with the same velocity and it considers that the mixture is pseudo fluid having a thermodynamic properties averaged by the vapor quality. It was investigated by Abdul-Razzak et al. (1995a, 1995b, and 1995c). The authors investigated and compared the different models developed to the mixture density prediction for a two-phase flow through a venturi tube and other measurement devices: homogeneous equilibrium model, separated flow density model, equivalent density model, and velocity slip ratio model. The comparison showed that each model has a specific applicability range, and the homogeneous equilibrium model revealed to have the largest applicability range. Bahajji et al. (2005), is one of the few recent works available in specific literature that investigated using the refrigerants R22, R290, and R410A.

Although the enormous amount of literature examples available, four important reviews, beyond others, present an overview of the flashing phenomenon studies evolution in the last decades: Isbin (1980), Shin and Jones (1993), and Bilnikov et al. (1993).

Many authors have purposed critical flow models and correlations in last decades like, for example, those of Fauske (1988), Crespo et al. (2001), Simões-Moreira & Bullard (2003), Boccardi et al. (2005), Shanwei et al. (2005), and Vieira and Simões-Moreira (2006) for all expansion devices including nozzles, capillary tubes, short capillary tubes, and other flow expanders.

In an important work, Brenem (1995), presents an homogeneous flow model for two component mixture flow through a nozzle, given reservoir conditions  $p_o$  and  $\alpha_o$  as well as the polytropic index  $k$  and the liquid density (assumed constant), it is possible to know both critical gas volume fraction and dimensionless mass fraction as can be observed in Fig.2.



**Figure 2** – Gas-liquid mixture flow through a nozzle: (a) critical throat gas volume fraction,  $\alpha^*$ , against reservoir gas volume fraction,  $\alpha_o$ , and (b) dimensionless choked mass flow rate,  $\dot{m}/A^*(\rho_o p_o)^{1/2}$ , against the reservoir vapor volume fraction,  $\alpha_o$ , (Brenem, 1995).

## 5. Experiments and test facility

The test facility has been conceived to be setup in the Alternative Energy Systems Laboratory (SISEA) at EPUSP and it is sketched in Fig 3. A typical refrigeration cycle was mounted for the tests and data acquisition. The design refrigeration capacity is 5.0 kW and it has an evaporator operating in the temperature range from 0 °C to 30 °C. The refrigerant R417A will be an alternative azeotropic refrigerant for R22. The evaporator is a tube into a recirculating water bath and electrical heaters installed in the to provide the cooling load. The heaters is thermostatically controlled to maintain a constant return temperature to the evaporator at full and partial load conditions. The condenser is an air-cooled heat exchanger and the compressor a regular hermetic one. The test facility was mounted according to the recommendations of the ASHRAE Handbook, Equipments (2002).

A pressure control valve introduces a pressure drop increased the liquid line from the condenser to the expansion valves. Additionally, an electrical resistance wrapped around the liquid line furnishes energy to a controlled evaporation.

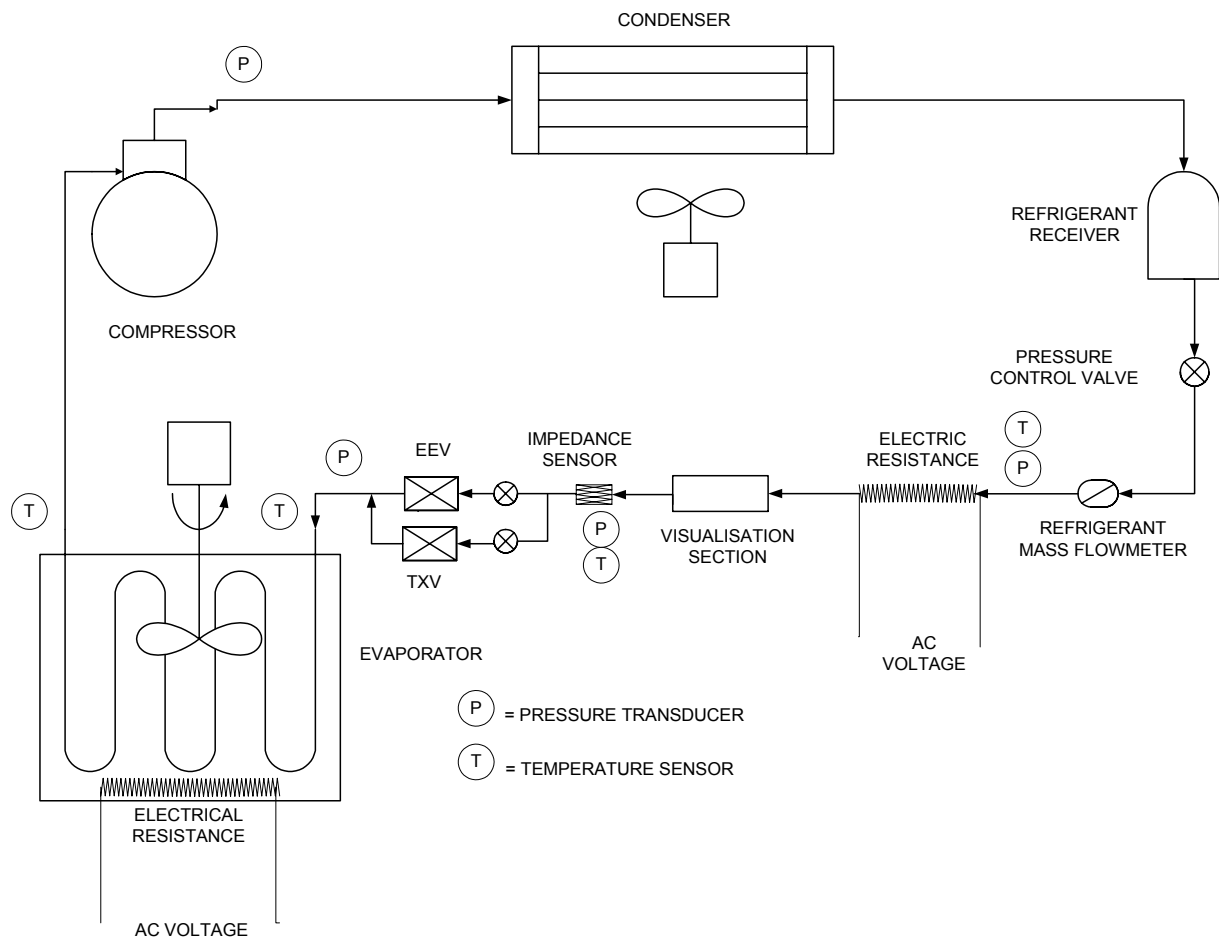
A visualization section is placed immediately before the expansion valve to give a visual indication of the presence of vapor, and the impedance sensor is placed between the sight glass and the expansion valve to permit the void fraction measurement at the valve inlet.

The first set of tests to be undertaken will be to monitor system performance when the condensing temperature is progressively reduced and, at the same time, ensuring that no flashing is present at the expansion valve inlet. The obtained results will be compared to the tests in which flashing occurs.

Repeating some of the tests described above, and introducing different pressure drops in the liquid line with the aid of a pressure control valve, it is aimed to investigate the effect of flashing on EEV performance. It is expected that the liquid line pressure drop should have two effects: first, when there is a considerable subcooling after the condenser, no flashing will be generated even after the pressure drop and so there will be a reduction in flow rate only as a result of reduced pressure drop across the expansion valve.

The second effect, when flashing occurs, the flow rate reduction and other important parameters will be measured for conclusions.

The present type of sensor operates based on the difference of electrical properties of the two refrigerant phases. According to the operation frequency imposed on the signal applied between the electrodes along with the knowledge of the electrical properties of the refrigerant phases, the average dominating impedance of the two phase mixture filling in the cross section may be either resistive, or capacitive, or both. The sensor analyzed in this study will operate in the capacitive range. The elementary electrical model of the sensor and the measuring system is a parallel RC circuit, as discussed by Rocha and Simões-Moreira (2002).



**Figure 3** – Schematics of the experimental test facility.

The mentioned work shows in a simple way that, it is possible to associate the overall two-phase mixture impedance, with the phases corresponding electrical properties, as follows.

$$\left( \frac{k}{k_L} \right)_t \approx \left( \frac{V - V_V}{V_L - V_V} \right)_t, \quad (3)$$

where, the subscript “V” indicates the situation of pure vapor filling the test section, and “L” the situation of pure liquid filled between the electrodes. The subscript “t” denotes instantaneous value of the dimensionless conductivity,  $k/k_L$ . So, a time-average of the dimensionless conductivity can be expressed as:

$$\frac{k}{k_L} = \frac{1}{T} \int_0^T \left( \frac{k}{k_L} \right)_t dt, \quad (4)$$

where  $T$  is the total sample period of measurement.

The fluid conductivities are strongly dependent on temperature. In this way, it is necessary to use a dimensionless conductivity rather than the absolute value to avoid temperature influence over variable measurements. Therefore, for a sensor operating in the resistive range, the frequency of the applied signal is given by the condition imposed by used refrigerant electrical properties. A special electronic circuit will be designed for signal demodulation, and filtering as the same way as presented by Rocha and Simões-Moreira (2003, 2004, 2005a, and 2005b).

## 6. Expansion Valve Control Basics

Typical control algorithms or sets of instructions, used to control any electronic expansion valve are commented below. Just as with traditional mechanical control system, EEVs are primarily liquid superheat controlled devices. When using EEVs, the manner in which the superheat will be sensed must be determined first.

There are two basic schemes for sensing liquid superheat. Actual superheat is a pressure-temperature relationship, specific to each refrigerant. When electronically derived, pressure-temperature superheat requires the use

of a pressure transducer, a temperature sensor, and a pressure-temperature table or equation. Another, simpler, but less accurate measure of superheat, is the two temperature method. In the two-temperature method the temperature is sensed at the inlet and at the outlet of the evaporator.

The difference in temperatures is assumed the superheat. Refrigerants or blends with temperature glides may affect two-temperature superheat control. A distinct advantage of two-temperature superheat is the low cost; pressure transducers are far more expensive than thermistors. Additionally, it works with any refrigerant without reprogramming. The temperature difference between the two sensors will indicate superheat no matter what the pressure-temperature relationship of the refrigerant. The main disadvantage of the two-temperature method is the uncertainty upon the inlet sensor location. For the two-temperature superheat method to be accurate, the inlet sensor must be located in a position that has saturated refrigerant present at all times. Failure to find, or use, the proper location can lead to poor control or compressor damage.

Generally as temperature rises, the voltage sent out through the signal wire also rises. The controller uses this voltage to calculate the temperature of the refrigerant with the use of a pressure-temperature table encoded in the controller itself.

Pressure-Temperature tables are familiar to the air conditioning and refrigeration industry and are available in many forms. To be useful to an electronic device, they are encoded in a "lookup table". When a  $P-T$  (pressure-temperature superheat) controller is used, the lookup table for the specific refrigerant used in the system must be programmed into the controller.

Another way pressure-temperature relationships of one or more refrigerants are stored in the memory of a controller is by use of the "equation of state". The equation of state is a mathematical description of refrigerant properties. Since EEV controllers are small computers, they have the ability to process equations efficiently and quickly. Once the pressure of the refrigerant is sensed and the lookup table is used to calculate the saturated temperature, only the real suction temperature must be sensed to determine the operating superheat. Temperature sensors detect suction temperatures.

The temperature sensors are generally simple thermistors, because of its widespread availability, reasonable price, and good accuracy. A thermistor is a device that will change electrical resistance in response to a change in temperature. The indicated temperatures are then used to generate superheat measurements, either by the pressure-temperature method or by the two-temperature method. Temperature sensors are also used to allow electric valves to directly control temperature. In systems with coils specifically designed for EEV control, or with provisions to float suction pressures, EEVs may increase control precision while saving energy.

Step motors are simple and cheap devices that actuate directly over the valve, controlling the lift, and permitting the repeatable precision valve movement needed for this application. Small increments of rotation may be useful in print head drives or for signaling purposes, but often a linear movement is more desirable. In the case of EEVs, not only a linear motion is needed, but significant linear force is also needed to close a port against high pressure.

The solution to both methods needs a Digital Linear Actuator (DLA), which are used to convert rotation to a push/pull output force. A simple gear train increases the force and may account in mechanical advantage.

Li et al. (2004), developed an automobile refrigerant system control method by using an EEV presetting the flow rate response for any operational conditions. It was proposed a new control method based on a fuzzy self-tuning algorithm, showing that it can feed adequate refrigerant flow into evaporator under abrupt changing of the compressor speed, which is a specific and hard operational condition.

In the same kind of investigation, Wu et al. (2005) present controllability tests for control strategy with fuzzy control algorithm achieving the desired control accuracy for the room air temperatures, without considerable oscillation, using EEV's. Therefore, it was concluded that such a control method, including the control strategy and algorithm, is feasible and valuable for multi-evaporator air conditioners (MEAC) product development work in practice.

## 7. Summary and Conclusions

In this work, an overview of expansion valves influence and behavior on the refrigeration and air-conditioning systems were carried out. The main troubleshooting involving the use of thermostatic and electronically controlled expansion valves is the occurrence of flashing in the liquid line at the valve inlet. This paper examines this problem from an experimental point of view and a way of measuring the amount of vapor in order to provide a corresponding electronic signal for controlling purposes. To achieve that, the impedance sensor technique was proposed as an alternative tool to furnish that refrigeration control parameter.

## 8. Acknowledgement

The first author appreciates FAPESP for the personal support (process # 2005/01456-1) and the second author thanks CNPq. This project has been supported by FAPESP (process # 2006/00216-0) for which both authors are thankful.

## 9. References

- Abdul-Razzak, A., Shoukri, M., Chang, J-S., 1995a, "Measurement of two-phase refrigerant liquid-vapor mass flow rate – Part I: Venturi and void fraction meters", ASHRAE Transactions, Vol. 101, pp. 511-522.
- Abdul-Razzak, A., Shoukri, M., Chang, J-S., 1995b, "Measurement of two-phase refrigerant liquid-vapor mass flow rate – Part II: Turbine and void fraction meters", ASHRAE Transactions, Vol. 101, pp. 523-531.
- Abdul-Razzak, A., Shoukri, M., Chang, J-S., 1995c, "Measurement of two-phase refrigerant liquid-vapor mass flow rate – Part III: Combine turbine and Venturi meters and comparison with other methods", ASHRAE Transactions, Vol. 101, pp. 532-538.
- Aprea, C. and Mastrullo, R., 2002, "Experimental evaluation of electronic and thermostatic expansion valves performances using R22 and R407c", Applied Thermal Engineering, Vol. 22, pp. 205-218.
- Asercom, 2005, "Capacity Rating of Thermostatic Expansion Valves", Statements, in [www.asercom.org](http://www.asercom.org), pp. 1-8.
- ASHRAE Handbook, Equipments, 2002.
- Bahajii, M.A., Corberán, J.M., Urchueguía, J., González, J., and Santiago, J., 2005, "Study about the flashing process through a metering expansion valve", Experimental Thermal and Fluid Science, Vol. 29, pp. 757-763.
- Blinkov, V.N., Jones, O.C., and Nigmatulin, B.I., 1993, "Nucleation and Flashing in Nozzles – 2", Int. J. of Multiphase Flow, Vol. 19, pp. 965-986.
- Boccardi, G., Bubbico, R., Celata, G.P., and Mazzarotta, B., 2005, "Two-phase flow through pressure safety valves. Experimental investigation and model prediction", Chemical Engineering Science, Vol. 60, pp. 5284-5293.
- Brennen, C.E., 1995, "Cavitation and Bubble Dynamics", Oxford University Press, in <http://caltechbook.library.caltech.edu/1/04/bubble.htm>
- Choi, J. and Kim, Y., 2004, "Influence of the expansion device on the performance of a heat pump using R407C under a range of charging conditions", Int. J. of Refrigeration, Vol. 27, pp. 378-984.
- Crespo, A., García, J., and Jiménez-Fernández, J., 2001, "Stability criteria of the steady flow of a liquid containing bubbles along a nozzle", ASHRAE Transactions, Vol. 123, pp. 836-840.
- Dossat, R.J., 1980, "Principles of Refrigeration", 5<sup>th</sup> ed., Prentice Hall.
- Fauske, H.K., 1988, "An easy to use two-phase flow model including subcooling, non-equilibrium and viscous effects", Proc. 2<sup>nd</sup> Int. Symp. On Runaway Reactions, Pressure Relief Design and Effluent Handling, New Orleans, USA.
- Grimmelius, H.T., Woud, J.K., and Been, G., 1995, "On-line failure diagnosis for compression refrigeration plants", Int. J. of Refrigeration, Vol. 18, pp. 31-41.
- Hrjak, P.S., Shannon, M.A., Leicht, T.M. and Miller, N.R., 2001, "Detection of liquid mass fraction at the evaporator exit of refrigeration systems", Int. J. of Thermal Science, Vol. 40, pp. 773-786.
- Ibrahim, G.A., 2001, "Effect of sudden changes in evaporator external parameters on a refrigeration system with an evaporator controlled by a thermostatic expansion valve", Int. J. of Refrigeration, Vol. 24, pp. 566-576.
- Isbin, H.S., 1980, "Some observations on the status of the two-phase critical flow models", Int. J. of Multiphase Flow, Vol. 6, pp. 131-137.
- Lenger, M.J, Jacobi, A.M. and HrnjaK, P.S., 1998, "Superheat stability of an evaporator and thermostatic expansion valve", Abstract for technical reports, Air-Conditioning and Refrigeration Center, Department of Mech. and Ind. Eng. University of Illinois at Urbana-Champaign, TR-138, in <http://acrc.mie.uiuc.edu>.
- Li, X., Chen, J., Chen, Z., Liu, W., Hu, W., and Liu, X., 2004, "A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning", Applied Thermal Engineering, Vol. 24, pp. 1073-1085.
- McMullan, J.T. e Hewitt, N.J., 1995, "Comparison of expansion valve performance", Int. J. of Energy Research, Vol. 19, pp 347-359.
- Mulay, V., Kulkarni, A., and Agonafer, D., 2005, "Effect of the location and the properties of the thermostatic expansion valve sensor bulb on the stability of a refrigeration system", J. of Heat Transfer, Vol. 127, pp. 85-100.
- O'Brian, M., 2005, Liquid pressure amplification, Refrigeration Engineer.Com, in [www.refrigeration-engineer.com](http://www.refrigeration-engineer.com).
- Outtagarts, A., Haberschill, P., and Lallemand, M., 1997, "The Transient response of an evaporator fed through an electronic expansion valve", Int. J. of Energy Research, Vol. 21, pp. 793-807.
- Park, K.A., Choi, Y.M., Choi, H.M., Cha, T.S., and Yoon, B.H., 2001, The Evaluation of Critical Pressure Ratios of Sonic Nozzles at Low Reynolds Numbers, Flow measurement and Instrumentation, Vol. 12, pp. 37-41.
- Rocha, M.S. and Simões-Moreira, J.R., 2002, "Circuito Eletrônico para Sensores de Impedância de Múltiplos Eletrodos para a Medição da Fração de Vazio". Annals of the CONEM National Congress of Mechanical Engineering, João Pessoa, Brazil.
- Rocha, M.S. and Simões-Moreira, J.R., 2003, "Electric Sensor for Measurement of the Mass Ratio of Ethanol and Regular Gasoline Mixtures", Annals of the XII Congresso e Exposição Interacional de Tecnologia e Mobiliade - SAE BRASIL 2003, São Paulo, Brazil.
- Rocha, M.S. and Simões-Moreira, J.R., 2004, "A Rotating Electric Field Multiple-Electrode Impedance Sensor for Void Fraction Measurement", Annals of the 3<sup>rd</sup> International Symposium in Two-Phase Flow Modelling and Experimentation, Pisa, Italy.
- Rocha, M.S. and Simões-Moreira, J.R., 2005a, "A simple impedance method for determining ethanol and regular gasoline mixtures mass contents", Fuel, Vol. 84, pp. 447-452.

- Rocha, M.S., 2005b, "Projeto, construção e teste de um sensor de impedância de múltiplos eletrodos aplicado 'a medião da fração de vazio em escoamentos bifásicos do tipo gás-líquido", Doctoral Thesis presented to the Mechanical Engineering Departmento, Universidade de São Paulo, São Paulo/SP, Brazil.
- Shanwei, W., Cuan, Z., Jiangping, C. and Zhiujiu, C., 2005, "Experimental research on refrigerant mass flow coefficient of electronic expansion valve", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 2351-2366.
- Shin, T.S., and Jones, O.C., 1993, "Nucleation and Flashing Nozzles – 1", *Int. J. of Multiphase Flow*, Vol. 19, pp. 943-964.
- Simões-Moreira, J.R. and Bullard, C., 2003, "Pressure drop and flashing mechanisms in expansion devices", *Int. J. of Refrigeration*, Vol. 26, pp. 840-848.
- Stoecker, W.F. and Jones, J.W., 1985, "Refrigeração e ar-condicionado", 2a Ed., McGraw-Hill.
- Vieira, M.M. and Simões-Moreira, J.R., 2006, "Low pressure flashing mechanisms in Iso-octane liquid jets", *J. of Fluid Mechanics*, *in press*.
- Vinnicombe, G.A. and Ibrahim, G.A., 1991, "The performance of refrigeration expansion devices", Report for Electricity Association Technology LTD,U 1420.
- Wu, C., Xingxi, Z., and Shiming, D., 2005, "Development of control method and dynamic model for multi-evaporator air-conditioners (MEAC)", *Energy Conversion and Management*, Vol. 46, pp. 451-465.

## DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DE COEFICIENTE DE TROCA DE CALOR EM UM GERADOR DE PASTA DE GELO

### Epifanio Mamani Ticona

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, RJ - 22453-900 - Brasil  
emt@mec.puc-rio.br

### Sérgio Leal Braga

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, RJ - 22453-900 - Brasil  
slbraga@mec.puc-rio.br

### José Alberto dos Reis Parise

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, RJ - 22453-900 - Brasil  
parise@mec.puc-rio.br

**Resumo.** Um gerador de pasta de gelo foi desenvolvido para aplicações de condicionamento de ar e resfriamento de processos. O sistema usa um evaporador orbital de haste, um trocador de calor vertical do tipo tubo e carcaça com intensificação mecânica de transferência de calor. A pasta de gelo é produzida continuamente sem acumulação no evaporador, sendo compatível com unidades condensadoras convencionais, tanques de armazenamento e bombas. Soluções aquosas diluídas ou soluções inorgânicas de salmoura promovem a formação de cristais de gelo. A pasta de gelo resultante pode ser bombeada ou, por gravidade, alimentar um tanque de armazenamento. Com isto, o circuito hidráulico de refrigeração, responsável por suprir a carga térmica, pode trabalhar independente da produção do gelo, utilizando a pasta armazenada. Este armazenamento da pasta de gelo fornece ao sistema temperaturas consistentemente baixas, à medida que se derrete o gelo, que por sua grande área superficial pode ser derretida também muito rapidamente. Com suas características altas temperaturas de evaporação e elevados fluxos de calor, os sistemas de geração de pasta de gelo apresentam potencial para reduzir significativamente os custos de capital inicial e operação, quando comparados com tecnologias de sistemas estáticos de gelo ou sistemas dinâmicos como o "ice harvesting".

**Palavras chave:** Armazenamento de energia térmica, evaporador de superfície raspada, pasta de gelo, fluidos refrigerantes secundários.

## 1. Introdução

O uso racional de energia tem sido alvo de um grande número de pesquisas, face à importância que o tema assumiu nos últimos anos. A refrigeração é responsável por grande parte do consumo de energia elétrica, é, por este motivo, frequentemente alvo de novos estudos. A termo-acumulação é hoje uma das alternativas mais estudadas para reduzir custos operacionais em instalações de condicionamento ambiental e a "pasta de gelo" é a inovação tecnológica mais recente na área, tendo potencial para alcançar consideráveis benefícios, tanto ambientais como também econômicos. A capacidade de refrigeração de uma solução de pasta de gelo pode ser de quatro a seis vezes maior do que a da água gelada convencional, dependendo da sua **fração de gelo**. Há muitos sistemas de pasta de gelo que já operam pelo mundo. Quando a termo-acumulação se faz com mudança de fase, a grande maioria se baseia em armazenamento de gelo, onde a água de retorno aquecida é usada para derreter o gelo armazenado. Dentro dos estudos realizados anteriormente, (Kim *et al.*, 2001) fizeram um estudo teórico e experimental sobre a produção de pasta de gelo por pulverização de uma solução aquosa em um meio refrigerado. (Bel e Lallemand, 1999), estudaram o comportamento térmico de pasta de gelo com soluções aquosas de etanol, fazendo um estudo do coeficiente interno de troca de calor de um gerador de pasta tipo raspador helicoidal. (Bounopane *et al.*, 1991), estudaram as características de transferência de calor e escoamento do fluido num evaporador orbital de tubo empregado em dessalinização.

## 2. Pasta de gelo

A tecnologia de pasta de gelo representa um importante desenvolvimento para algumas aplicações de refrigeração, e tem sido referido eventualmente como fluido de sistemas avançados de transporte de energia térmica (Inaba, 2000). Para o desenho destes sistemas torna-se necessário um melhor conhecimento deste particular "novo" fluido. A seguir, algumas definições encontradas na literatura permitirão caracterizar este fluido.

### 2.1. Definições

Foram encontrados na literatura termos como: pasta de gelo, 'gelo líquido', 'binary ice', 'flo ice', 'mushy ice', etc., estes termos são utilizados para descrever qualquer tipo de cristais de gelo com diâmetros entre  $25\ \mu\text{m}$  e  $4\ \text{mm}$  suspensos em uma solução aquosa em fase líquida com ou sem um agente que baixa a temperatura do ponto de solidificação (Hansen *et al.*, 2003).

Na realidade não é simples de apresentar uma definição exata do termo 'pasta de gelo'. As duas seguintes definições podem ser consideradas:

**Definição 1.** Pasta de gelo consiste de partículas de gelo em um fluido formando uma suspensão de dois fases (Egolf e Kauffeld, 2005).

**Definição 2 .** Uma pasta cristalina-fina de gelo é uma substância compreendida de partículas de gelo com um diâmetro (característico) médio igual ou menor que  $1\ \text{mm}$  (Egolf e Kauffeld, 2005).

A definição 2 como indicam (Egolf e Kauffeld, 2005) é um pouco arbitrária, mas ainda muito útil. Estas definições dirigem-se somente às pastas de gelo, produzidas por exemplo com geradores de pasta de gelo de superfície raspada. Com este método, as partículas do gelo geradas têm um diâmetro característico de aproximadamente  $200\ \mu\text{m}$ .

Existem outras tecnologias de produção de pasta de gelo, como as tecnologias de vácuo de processo direto, que utiliza somente água pura (Meewisse, 2004). Ainda não existe uma definição exata de pasta de gelo, que seja abrangente com todos os tipos de pasta de gelo e métodos de geração.



Figura 1: Fotografia de cristais de gelo em uma pasta de gelo (Egolf e Kauffeld, 2005).

A Figura (1), mostra uma fotografia em escala microscópica (Egolf e Kauffeld, 2005) com cerca de quinze partículas. A dimensão da figura é  $1061\ \mu\text{m} \times 762\ \mu\text{m}$ . O comprimento médio das partículas avaliados em 10 fotografias é  $344\ \mu\text{m}$  e o desvio padrão é  $136\ \mu\text{m}$ . A largura média foi determinado em  $234\ \mu\text{m}$  e a desvio padrão  $85\ \mu\text{m}$ . A relação largura por comprimento é 0.68.

### 2.2. Vantagens da tecnologia de pasta de gelo

Altos coeficientes de transferência de calor são possíveis porque as partículas de gelo estão finamente dispersadas na fase líquida como mostra a Fig. (1) com detalhes dos cristais de gelo dispersas na solução, a Fig.



(2) mostra a área total dos cristais em uma amostra de 1 kg de pasta de gelo em função do diâmetro  $d_p$  de partículas supostamente esféricas. A figura fornece uma ideia de grandeza da área total de troca. Se for considerada a relação de troca de calor  $Q = U \cdot A \cdot \Delta T$  pode-se entender a razão da grande capacidade de transferência de calor.

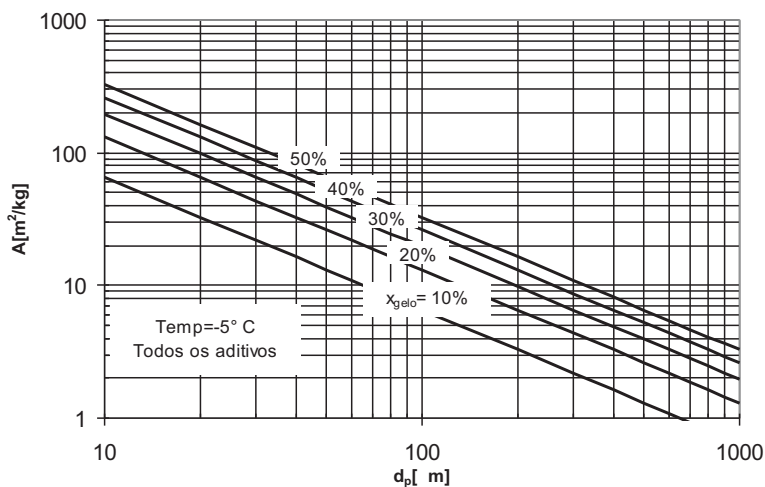


Figura 2: Área total  $A$  de todos os cristais de gelo em 1 kg de pasta de gelo

### 3. Abordagem experimental

#### 3.1. Aparato experimental

Foi construído um protótipo experimental de geração de pasta de gelo que é mostrado nas Figuras (3) e (4). Os principais componentes são: o gerador de pasta de gelo (G); a unidade condensadora que opera com R22 como fluido refrigerante; o sistema de aquisição de dados; bomba de deslocamento positivo; variadores de frequência; banho térmico e tanque de armazenamento (T).

#### 3.2. Procedimento Experimental

O sistema de geração de pasta de gelo é colocado em funcionamento pelo acionamento da unidade condensadora. Neste instante impõe-se a velocidade de rotação do mecanismo raspador e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante através do controle da pressão de evaporação. A solução a ser refrigerada é posta em circulação e espera-se que o sistema atinja o regime permanente. Para os resultados aqui apresentados foram empregados uma solução aquosa de 8% em massa de propileno glicol. Outros solutos foram empregados, apresentando rendimento similar, mas não são apresentados aqui. Inicialmente à temperatura ambiente a solução é bombeada ao sistema de geração. A vazão mássica da mistura é ajustada e medida com um medidor de efeito CORIOLIS. Os dados relacionados à transferência de calor entre o fluido refrigerante e a solução aquosa é coletado através do sistema de aquisição de dados. Para cada regime de operação espera-se que o sistema atinja o regime permanente. Esta condição é obtida em aproximadamente 10 minutos. Em seguida é coletada uma amostra da pasta de gelo para cada ponto estabelecido para a experiência. Em um calorímetro Fig. (5) a pasta é fundida por meio de uma resistência elétrica e são tomados os seguintes dados: massa coletada, energia elétrica liberada e temperaturas inicial e final da amostra.

### 4. Redução de dados

#### 4.1. Propriedades termo-físicas da pasta de gelo

Foram implementados no Microsoft Excel 2002, macros que permitem determinar as propriedades termo-físicas da pasta de gelo. Para tal é preciso conhecer as propriedades termo-físicas do gelo (Fukusako e Yamada, 1993; Lide, 1989), e as propriedades termo-físicas de soluções aquosas esta informação, encontra-se em (Melinder, 1997).

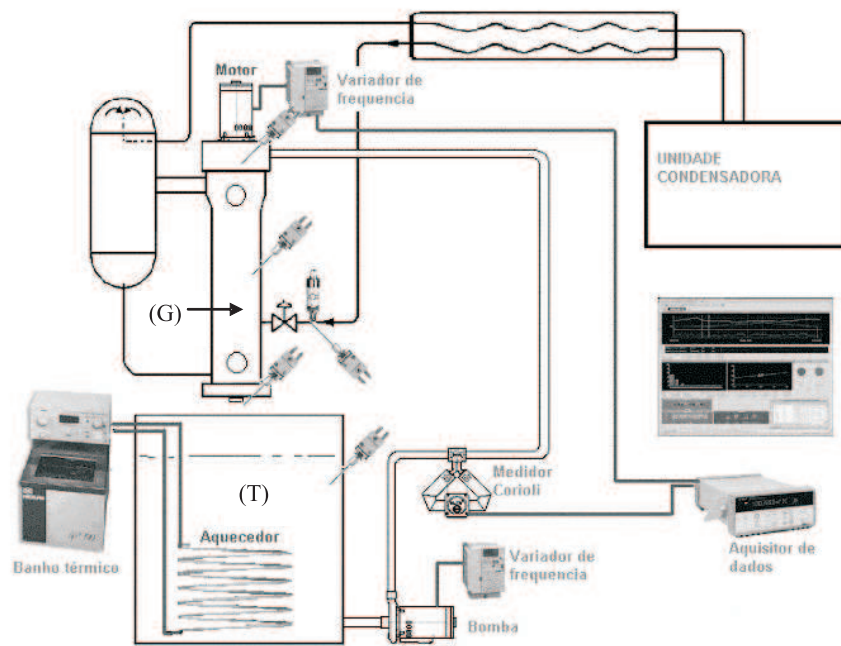


Figura 3: Diagrama esquemático do sistema de geração de pasta de gelo.



Figura 4: Fotografia do gerador de pasta de gelo.

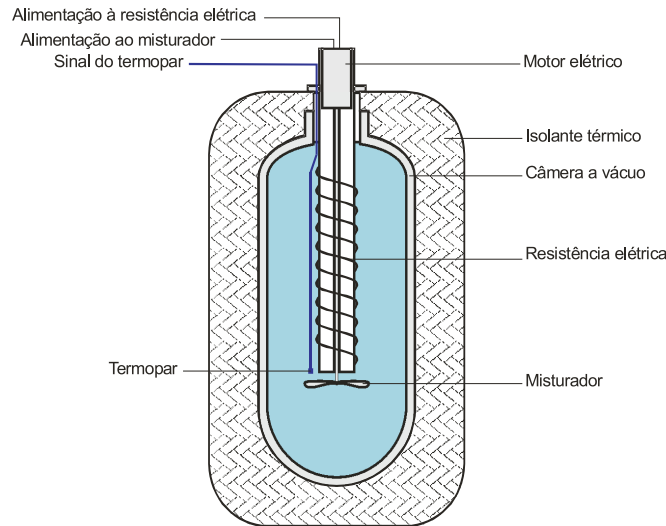


Figura 5: Esquema do calorímetro.

As variáveis principais para calcular as propriedades termo-físicas da pasta de gelo são: concentração em massa do soluto e temperatura da pasta de gelo.

Como exemplo, a Fig (6) mostra a massa específica e a Fig (7) mostra a entalpia da pasta de gelo com solução etanol-água.

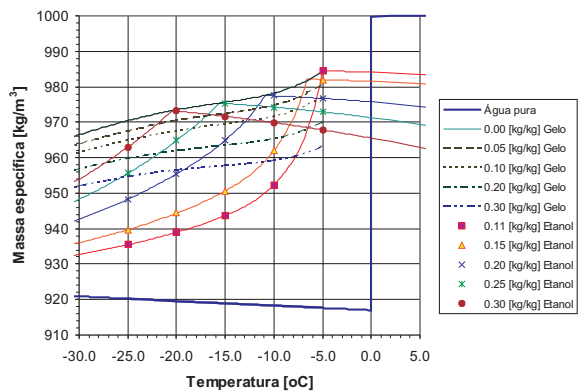


Figura 6: Diagrama da massa específica da pasta de gelo de uma solução etanol-água.

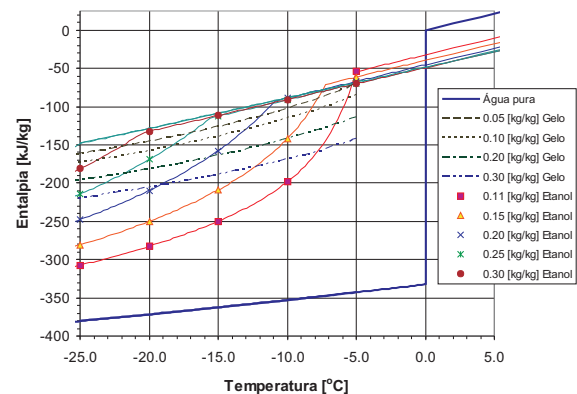


Figura 7: Diagrama de Entalpia da pasta de gelo de uma solução etanol-água.

#### 4.2. Coeficiente Global de Transferência de Calor

O coeficiente global de transferência de calor pode ser determinado experimentalmente aplicando-se a equação de conservação de energia.

$$\dot{Q} = \frac{\delta Q}{\delta t} = \dot{m} \cdot \Delta h = \dot{V} \cdot (\rho \cdot \Delta h) = \dot{m} \cdot (h_{ent} - h_{pg}) \quad (1)$$

Nesta expressão são consideradas as entalpias de entrada da solução aquosa, a vazão mássica e a entalpia da pasta de gelo na saída do gerador.

A entalpia da pasta de gelo  $h_{pg}$  é determinada pelo balanço de energia no calorímetro, segundo a seguinte equação:

$$E = \int_0^t q dt = m_{amostra}(h(T_{inicial}) - h_{pg}) \quad (2)$$

Finalmente o coeficiente global de transferência de calor é avaliado pela Eq.(3)

$$U = \frac{\dot{Q}}{A \cdot \Delta T} \quad (3)$$

$\Delta T$  é a temperatura de referencia, avaliado como a temperatura média logarítmica das temperaturas de entrada e saída no gerador.

## 5. Resultados e discussão

### 5.1. Temperatura da pasta de gelo

A temperatura da pasta de gelo varia com a composição da solução aquosa. Conseguiu-se obter, com êxito, pasta de gelo com soluções aquosas de etileno glicol, propileno glicol e etanol. Do mesmo modo é possível usar água de mar para produzir pasta de gelo. Isto é possível com uma apropriada correção do índice de salinidade e alguma etapa previa de filtração, representando uma grande vantagem para a indústria pesqueira, pois a pasta pode ser aplicada diretamente sobre pescados, podendo ser produzida e usada em alto mar.

A temperatura da pasta formada pode estar compreendida na faixa de 0 até -40 °C, dependendo da concentração inicial da solução aquosa. A figura (8) mostra a variação da fração de gelo com a temperatura (Ticona, 2003), para uma solução de propileno glicol com concentração inicial igual a 8%. Como o processo envolve mudança de fase, grandes variações na fração de gelo, representa pequenas variações de temperatura na pasta de gelo.

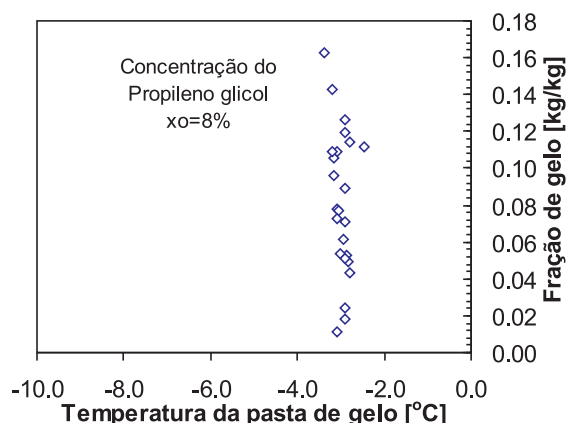


Figura 8: Variação da fração de gelo com a temperatura da pasta de gelo.

### 5.2. Efeito da velocidade de rotação do raspador

Foi observado, como era de se esperar, que a fração de gelo da pasta aumenta com a redução da vazão mássica da solução que passa pelo evaporador Fig. (9). Também se observa que a fração de gelo aumenta com o acréscimo da rotação do mecanismo raspador do gerador. Este mecanismo é muito importante porque intensifica a transferência de calor (Ticona, 2003).

### 5.3. Coeficiente global de transferência de calor

A Figura (11) mostra o coeficiente global de transferência de calor para diferentes velocidades de rotação do mecanismo raspador, para diferentes vazões mássicas da solução aquosa que passa pelo gerador (Ticona, 2003).

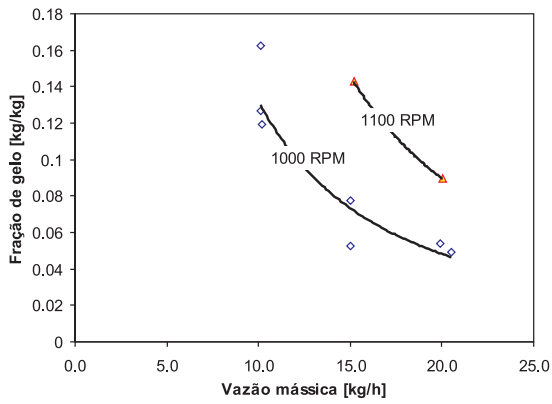


Figura 9: Variação da fração de gelo com a velocidade angular do mecanismo raspador e vazão mássica da solução.

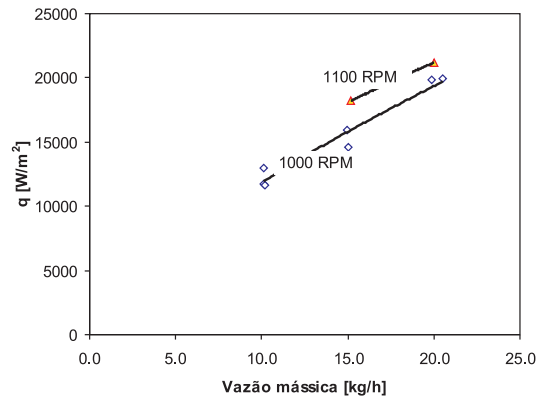


Figura 10: Fluxo de calor no gerador a diferentes vazões mássicas e diferentes velocidades de rotação do mecanismo raspador.

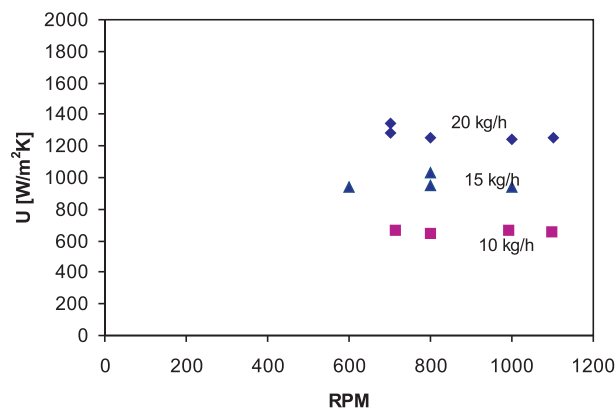


Figura 11: Coeficiente global de transferência de calor versus velocidade angular do mecanismo raspador e vazão mássica da solução.

## 6. Conclusões

Foi desenvolvido um gerador de pasta de gelo para estudar suas características de transferência de calor. Na superfície do gerador, a transferência de calor envolve mudança de fase líquido-sólido.

Dos resultados obtidos chega-se às seguintes conclusões:

O super-resfriamento da solução aquosa é fundamental na formação da pasta de gelo e é o que possibilita esta formação. É importante ressaltar que fenômenos complexos estão presentes neste processo (exemplo: a nucleação).

A agitação é a principal responsável pelo incremento da transferência de calor no resfriamento da solução aquosa (sem geração de pasta de gelo).

Demonstrou-se que o mecanismo agitação tem forte influência no processo de geração de pasta de gelo.

## 7. Agradecimentos

Este trabalho de pesquisa foi financiado pelo CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico).

## 8. Referências

- Bel, O. and Lallemand, A., 1999, Etude d'un fluide frigoporteur diphasique (1) Caractéristiques thermophysiques intrinsèques d'un coulis de glace (2) Analyse expérimentale du comportement thermique et rhéologique, "International Journal of Refrigeration", Vol. 22, pp. 164–187.
- Bounopane, R. A., Huang, H. D., and Zhang, L., 1991, Orbital tube evaporators-characteristics of fluid flow and heat transfer, "Second world conference on experimental heat transfer, fluid mechanics and thermodynamics", Vol. 24, pp. 1318–1325.
- Egolf, P. W. and Kauffeld, M., January 2005, From physical properties of ice slurries to industrial ice slurry applications, "International Journal of Refrigeration", Vol. 28, pp. 4–12.
- Fukusako, S. and Yamada, M., 1993, Recent advances in research on Water-Freezing and Ice-Melting problems, "Experimental Thermal and Fluid Science", Vol. 6, pp. 90–105.
- Hansen, T. M., Kauffeld, M., Radosevic, M., and Zwiag, T., 2003, Investigation of ice crystal growth and geometrical characterization in ice slurry (RP-1166), "HVAC&R RESEARCH", Vol. 9, pp. 19–31.
- Inaba, H., 2000, New challenge in advanced thermal energy transportation using functionally thermal fluids, "International Journal of Thermal Sciences", Vol. 39, pp. 991–1003.
- Kim, B., Shin, H., Lee, Y., and Jurng, J., 2001, Study on ice slurry by water spray, "International Journal of Refrigeration", Vol. 24, pp. 176–184.
- Lide, D. R., 1989, "CRC handbook of chemistry and physics", Vol. 1, CRC Press, 69 edition.
- Meewisse, J. W., 2004, "Fluidized Bed Ice Slurry Generator for Enhanced Secondary Cooling Systems", PhD thesis, Delft University, Germany.
- Melinder, Å., 1997, "Thermophysical properties of liquid secondary refrigerants, Tables and diagrams for the refrigeration industry", Vol. 1, International Institute of Refrigeration, France, 1 edition.
- Ticona, E. M., 2003, Determinação experimental do coeficiente de troca de calor em gerador de pasta de gelo, MsC Dissertation, PUC-Rio, Brasil.

## TITLE

### **Epifanio M. Ticona**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, RJ - 22453-900 - Brasil

emt@mec.puc-rio.br

### **Sérgio L. Braga**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, RJ - 22453-900 - Brasil

slbraga@mec.puc-rio.br

### **José A. dos Reis Parise**

Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Rua Marquês de São Vicente 225, Rio de Janeiro, RJ - 22453-900 - Brasil

parise@mec.puc-rio.br

**Abstract.** *An ice crystal slurry generator system, for thermal energy storage (TES) has been developed for both HVAC and process cooling applications. The system uses an orbital rod evaporator (ORE), a vertical shell-and-tube heat exchanger with mechanical heat transfer augmentation, as a dynamic ice maker to generate ice slurry. Ice forms continuously without accumulation in the ORE and is compatible with conventional condensing units, storage tanks, and pumps. Dilute glycol or inorganic brine solutions promote formation of ice crystals, and the resulting liquid ice may be pumped or gravity fed to a storage tank. The cooling load circuit can be hydraulically decoupled from ice production at the storage tank. Stored liquid ice provides consistently low solution supply temperatures over significant portions of the ice melt period and may be melted very rapidly. With its characteristic high evaporator temperatures and high heat fluxes, ORE TES systems have the potential for significantly lower capital and operating costs than static ice or ice harvesting technologies.*

**Keywords .** *Cold thermal energy storage, Orbital rod evaporator, Ice slurry, Secondary fluid refrigerants*

## UMA METODOLOGIA PARA A SIMULAÇÃO DO PROCESSO DE DESCARGA EM COMPRESSORES ALTERNATIVOS

**Fernando A. Ribas Jr.**

EMBRACO S. A.  
Joinville, SC, Brasil  
Fernando\_A\_Ribas@embraco.com.br

**César J. Deschamps**

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
Florianópolis, SC, Brasil  
deschamps@polo.ufsc.br

**Resumo.** O artigo apresenta uma metodologia simplificada para a previsão numérica do processo de descarga em compressores alternativos de refrigeração. O procedimento emprega uma formulação integral quando o pistão está afastado do ponto morto superior e uma diferencial durante todo o processo de descarga do gás. Para a formulação diferencial, as equações governantes são escritas para a condição de escoamento unidimensional e discretizadas através do método dos volumes finitos, com uma malha computacional que se expande e contrai de acordo com o movimento do pistão. A hipótese de gás ideal é adotada para avaliar as propriedades do fluido refrigerante e o acoplamento dos campos de velocidade e pressão é realizado através do algoritmo SIMPLEC. A nova metodologia reproduz fenômenos físicos importantes, evidenciados em dados experimentais, tal como a variação radial da pressão junto à superfície do pistão, originada por efeitos de aceleração e atrito viscoso durante a descarga, e que não podem ser previstos por metodologias que adotam formulações integrais.

*Palavras chave:* compressor alternativo, processo de descarga, sistema de descarga, válvulas automáticas.

### 1. Introdução

Na maioria dos modelos desenvolvidos para a simulação numérica de compressores alternativos, o processo de compressão é avaliado via a adoção de um expoente politrópico ou através de um balanço integral de energia. Em ambas as abordagens não se considera o efeito do escoamento do gás que ocorre no interior do cilindro junto ao ponto morto superior durante a abertura das válvulas. Machu (1998) ofereceu uma discussão interessante sobre a propagação de ondas de pressão durante o processo de descarga de um compressor alternativo e algumas estimativas de seu efeito, obtidas através do método das características. Os resultados de sua análise indicaram que, devido à inércia do gás, o escoamento na válvula de descarga não acompanha necessariamente a diferença entre a pressão média no cilindro e a pressão na câmara de descarga.

Matos *et al.* (2002) evidenciaram os detalhes do escoamento no cilindro durante a descarga, através da solução numérica do ciclo de compressão completo, empregando o modelo de turbulência RNG  $k-\epsilon$ . Os autores mostraram que, quando o pistão se aproxima do ponto morto superior e a válvula de descarga se abre, inicia-se um escoamento no cilindro em direção à válvula, conforme ilustrado na Fig. 1. Se o diâmetro do cilindro for grande e/ou a folga entre o pistão e a placa de válvulas for pequena, haverá consideráveis variações de velocidade e pressão, devido ao atrito viscoso e à inércia do gás, entre a parede do cilindro e a entrada da válvula.

Rovaris e Deschamps (2004) desenvolveram um modelo híbrido, combinando as formulações integral e diferencial, para a simulação de compressores alternativos, com particular atenção à dinâmica da válvula de descarga. Com o intuito de reduzir o tempo computacional, o escoamento compressível através da válvula de descarga foi resolvido pelo método dos volumes finitos mas as demais posições do ciclo foram avaliadas de acordo com a formulação integral. A contribuição da turbulência na transferência de quantidade de movimento e energia foi modelada usando a proposta de viscosidade turbulenta de Smagorinsky (1963). Os resultados demonstraram que o modelo é capaz de prever várias características importantes do escoamento em compressores, como a ocorrência de sobrepressão no cilindro, bem como regiões de recirculação e de refluxo na válvula de descarga.

O presente trabalho considera o desenvolvimento de uma metodologia simplificada para a solução do escoamento no interior do cilindro de compressores alternativos, combinando uma formulação diferencial unidimensional para o escoamento durante a descarga do compressor e a formulação integral para o restante do ciclo. A metodologia proposta aqui pode ser entendida como um compromisso entre aquelas desenvolvidas por Matos *et al.* (2002) e Rovaris e Deschamps (2004), de grande precisão mas de custo computacional elevado, e os procedimentos simplificados que, embora de custo reduzido, não são adequadas para a previsão de detalhes importantes do escoamento junto ao ponto morto superior.



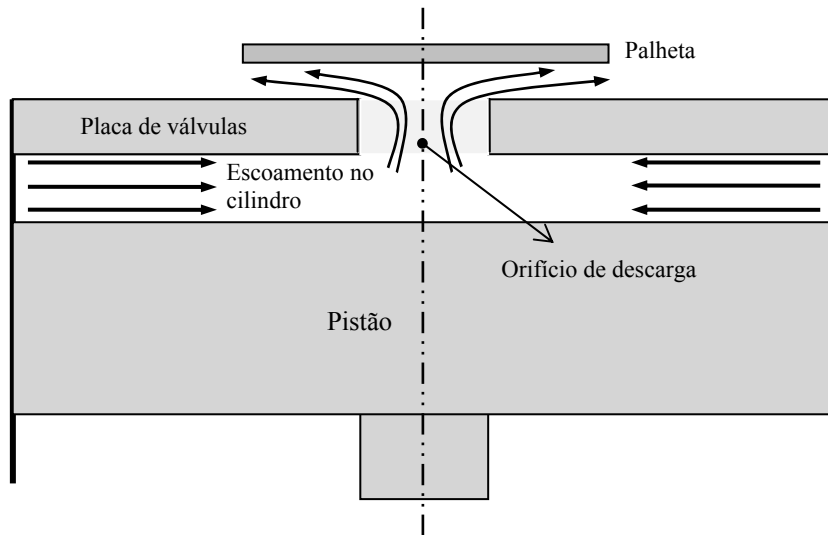


Figura 1. Geometria do escoamento no processo de descarga.

## 2. Formulação integral

A metodologia baseada na formulação integral é uma versão simplificada daquela proposta por Ussyk (1984), contemplando a determinação do deslocamento do pistão em função do ângulo de manivela, dos processos termodinâmicos no interior do cilindro, vazão através das válvulas, dinâmica das válvulas e propriedades termodinâmicas do refrigerante. Os vários parâmetros calculados durante o ciclo de compressão permitem a avaliação de perdas no ciclo, capacidade de refrigeração, eficiência do compressor, etc.

A equação da continuidade para o cilindro do compressor pode ser escrita através de um balanço integral, da seguinte forma:

$$M = M^0 + (\dot{m}_s - \dot{m}_d)\Delta t \quad (1)$$

onde  $M$  e  $\dot{m}$  são, respectivamente, a massa dentro do cilindro do compressor e a vazão de massa pelos sistemas de sucção, subscrito  $s$ , e descarga, subscrito  $d$ . O sobrescrito  $0$  denota a quantidade no tempo anterior e a variável  $\Delta t$  indica o incremento de tempo considerado para a avaliação de  $M$ .

Inserindo a hipótese de gás ideal na Eq. (1), encontra-se uma relação para o cálculo da pressão dentro do cilindro do compressor:

$$p = \frac{RT}{V} \left[ \frac{p^0 V^0}{RT^0} + (\dot{m}_s - \dot{m}_d)\Delta t \right] \quad (2)$$

onde  $p$ ,  $T$  e  $V$  são, respectivamente, a pressão, temperatura e o volume do cilindro, enquanto que  $R$  representa a constante do gás.

O cálculo da temperatura no cilindro é realizado através de um balanço de energia, com a equação resultante no formato indicado por Fagotti *et al.* (1994):

$$T = T^0 + \frac{\Delta t}{mc_v} \left[ q_w A_{tc} T_w + \dot{m}_s (e_s - e) + \dot{m}_{bd} (e_d - e) - T \left( q_w A_{tc} + \frac{\partial P}{\partial T} \Big|_v \frac{dV}{dt} - v \frac{\partial P}{\partial T} \Big|_v (\dot{m}_s - \dot{m}_d - \dot{m}_{bs} + \dot{m}_{bd}) \right) \right] \quad (3)$$

Na Eq. (3),  $q_w$  é o fluxo de calor nas paredes do cilindro com uma área de troca igual a  $A_{tc}$ . Os índices subscritos  $bs$ ,  $bd$  denotam, respectivamente, a vazão de massa devido a eventuais refluxos nas válvulas de sucção e descarga. O índice subscrito  $v$  refere-se à consideração de derivada a volume específico constante. A energia específica,  $e$ , representa a soma da entalpia mais a energia cinética ( $e = h + U^2/2$ ), sendo que esta última é desprezada dentro do cilindro. A condição de gás ideal é adotada novamente, desta vez para a avaliação das derivadas na Eq. (3).

O único parâmetro na Eq. (3) que necessita de uma correlação específica é o fluxo de calor nas paredes,  $q_w$ , sendo que a sua avaliação deve ser fisicamente consistente para o cálculo correto da temperatura no cilindro. Existem na literatura diversas correlações para a transferência de calor em cilindros de compressores (ver, por exemplo, Fagotti *et al.*, 1994). Neste trabalho adota-se a correlação de Lawton (1987):

$$Nu = \frac{q_w D}{k(T_g(t) - T_w)} = 0,28 Re(t)^{0,7} + 0,25 \chi(t) \frac{T_w}{T_g(t) - T_w} \quad (4)$$

e

$$\chi(t) = \frac{\gamma - 1}{V(t)} \frac{dV(t)}{dt} \sqrt{\frac{D^3}{\alpha U}} \quad ; \quad Re = \frac{\rho(t) \bar{U} D}{\mu(t)} \quad (5)$$

Nas Eqs. (4) e (5), os parâmetros geométricos  $D$  e  $V(t)$  representam, respectivamente, o diâmetro e o volume instantâneo do cilindro. Por outro lado,  $\chi(t)$ ,  $Re(t)$ ,  $\bar{U}$  e  $U$  denotam o fator de compressibilidade do gás, o número de Reynolds instantâneo, a velocidade média e a velocidade instantânea do pistão. Para a caracterização da transferência de calor  $q_w$  é também necessário definir a temperatura instantânea do gás  $T_g(t)$  e a temperatura na parede do cilindro  $T_w$ . Finalmente, as propriedades físicas do gás são representadas pela viscosidade  $\mu$ , condutividade térmica  $k$ , razão entre os calores específicos  $\gamma$  e difusividade térmica  $\alpha$ .

De posse do número de Nusselt  $Nu$ , o fluxo de calor  $q_w$  pode ser facilmente obtido e multiplicado então pela área de troca total,  $A_{tc}$ , referente às paredes do cilindro, pistão e placa de válvulas.

### 3. Formulação diferencial

Definida a formulação integral, descreve-se nesta seção a formulação diferencial empregada para a solução do escoamento entre as superfícies do pistão e da placa de válvulas, originado pela abertura da válvula de descarga. Com referência à geometria do escoamento ilustrado na Fig. 2, as equações de conservação da massa, quantidade de movimento na direção radial e energia, podem ser escritas como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho u}{\partial r} = 0 \quad (6)$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial r \rho u u}{\partial r} = -\frac{dp}{dr} + \frac{\tau_w}{\delta} \quad (7)$$

$$\frac{\partial \rho h_0}{\partial t} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} r \left( \rho u h_0 - k \frac{\partial T}{\partial r} \right) = \frac{Dp}{Dt} + \frac{q_w}{\delta} \quad (8)$$

onde  $\tau_w$  é a tensão de cisalhamento que atua nas superfícies do pistão e da placa de válvulas, separadas pela folga  $\delta$ . As equações acima podem ser integradas na direção radial, utilizando um volume de controle elementar originado da discretização da região da folga entre pistão e placa de válvulas, conforme indicado na Fig. 2.

Na parede do cilindro adotam-se as condições de velocidade nula e temperatura prescrita. A velocidade do pistão é incorporada na solução numérica do escoamento, permitindo que a malha computacional se contraia ou expanda conforme os movimentos de compressão ou expansão. O fluxo de calor nas paredes do cilindro,  $q_w$ , foi também avaliado através da correlação de Lawton (1987).

O orifício de descarga é denominado “modificado” porque engloba também o volume deixado pela folga entre o pistão e a placa de válvulas na região central do domínio de solução. Apesar da formulação diferencial adotada para a solução do escoamento, por conveniência empregou-se um balanço integral para o orifício de descarga.

O atrito viscoso junto às paredes sólidas é avaliado através da correlação de fator de atrito  $f$ . Na situação de escoamento turbulento, adota-se a relação de Blasius,  $f = 0,3164/Re^{1/4}$ , enquanto que no caso de regime laminar, considera-se  $f = 96/Re$ . Em ambas as expressões, o número de Reynolds,  $Re (= \rho u D_h / \mu)$ , é baseado no diâmetro hidráulico  $D_h = \delta$ . A equação de estado para gás ideal,  $p = \rho RT$ , completa o sistema de equações.

### 4. Procedimento de solução

A simulação do ciclo completo de operação do compressor foi realizada com a combinação das formulações integral e diferencial. Na formulação integral, o cálculo da pressão no cilindro é realizado diretamente, sem a necessidade de qualquer esquema numérico especial. A Eq. (3) poderia ser resolvida através de um procedimento explícito mas, no entanto, optou-se por uma abordagem implícita em que a temperatura no cilindro é calculada através do método iterativo de Newton-Raphson. Assim, resolvendo-se inicialmente a temperatura no cilindro de forma implícita e, posteriormente, a pressão no cilindro através da Eq. (2), garante-se um sistema quase que totalmente implícito, uma vez que a equação da energia foi escrita sem fazer referência a valores de pressão, o que tornaria o procedimento iterativo. O único termo que é avaliado de forma explícita é o fluxo de calor nas paredes do cilindro, o qual emprega a temperatura do gás no tempo anterior.

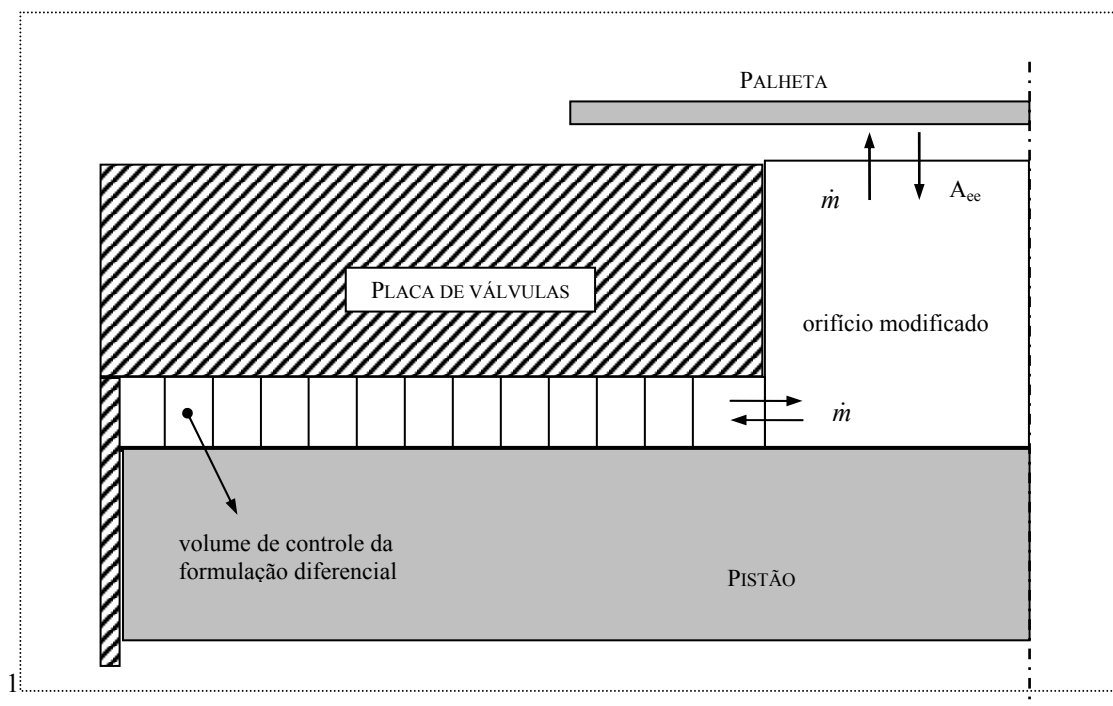


Figura 2. Geometria do escoamento na folga entre o pistão e a placa de válvulas.

Para a formulação diferencial, as equações governantes são discretizadas de forma implícita pelo método de volumes finitos. O acoplamento da velocidade e pressão foi feito através do algoritmo SIMPLEC estendido a escoamentos de número de Mach arbitrários. Utilizou-se um arranjo desencontrado para a malha, com a velocidade disposta nas faces dos volumes de controle e pressão, temperatura e massa específica armazenadas no centro do volume. O esquema de interpolação utilizado para todas as propriedades nas faces dos volumes de controle foi o PLDS (“Power Law Differencing Scheme”), com a exceção do valor da massa específica necessário no acoplamento pressão-velocidade, cuja avaliação foi realizada com o esquema UDS (“Upwind Differencing Scheme”). O sistema linear formado pelas equações algébricas originadas da discretização foi resolvido através do algoritmo TDMA. Um aspecto muito importante foi a validação da solução numérica através de minuciosos testes de refino de malha e de tempo. O nível de refinamento de malha em todas as simulações teve aproximadamente 80 nós igualmente espaçados.

O escoamento entre a região da folga e o orifício de descarga, na região central do domínio de solução, pode ocorrer nos dois sentidos, conforme ilustrado na Fig. 2, de acordo com uma característica de contração ou expansão. Para a face do volume localizada sobre esta singularidade, resolve-se a seguinte equação (Escanes *et al.*, 1996):

$$(p_i - p_o)A_s = \frac{|\dot{m}|u}{2} \left[ \left( \frac{1}{\sigma_o^2} - \frac{1}{\sigma_i^2} \right) + \left( \frac{1}{\sigma_o} - \frac{1}{C_c} \right)^2 \right] + \ell_{eff} \frac{d\dot{m}}{dt} \quad (9)$$

onde os subíndices  $i$  e  $o$  representam, respectivamente, a região a montante e a jusante da singularidade. As variáveis  $\dot{m}$ ,  $u$  e  $A_s$  representam, respectivamente, a vazão de massa entre a folga e o orifício de descarga, a velocidade do escoamento e a área transversal na singularidade. O parâmetro  $C_c$  representa o coeficiente de contração e  $\sigma_o$  e  $\sigma_i$  são as razões entre as áreas transversais  $A_f (=2\pi R_o \delta)$  e  $A_c (=2\pi R_o [\delta+H_o])$ .

Se  $\dot{m}$  for positivo,  $C_c = 1,0$ ;  $\sigma_i = 1,0$ ;  $\sigma_o = A_c/A_f$ . Caso contrário, a singularidade atua como uma contração e o seguinte coeficiente de contração (Potter e Wiggert, 1991) é adotado:

$$C_c = 0,62 + 0,38 \left( A_f / A_c \right)^3 \quad ; \quad \sigma_i = A_c / A_f \quad ; \quad \sigma_o = 1,0 \quad (10)$$

O último termo do lado direito da Eq. (9) fornece a variação transiente da quantidade de movimento na singularidade, onde  $\ell_{eff}$  é um comprimento efetivo que busca representar o efeito da inércia do fluido sob aceleração e desaceleração no orifício.

Como já mencionado na seção 3, para o orifício de descarga utiliza-se uma equação baseada em um balanço integral de energia, considerando fluxos de energia através das válvulas e pela folga pistão-placa de válvulas. Considerando transientes nas propriedades, a equação algébrica para o orifício de descarga pode ser escrita da seguinte forma:

$$T = \frac{1}{Mc_p} \left[ M^0 c_p T^0 + V(p - p^0) - \Delta t (\dot{m}_d e_d - \dot{m}_p e_p - \dot{m}_s e_s - q_w) \right] \quad (11)$$

As variáveis  $e_p$ ,  $e_s$  e  $e_d$  são, respectivamente, a energia transportada entre o orifício e a região da folga e através das válvulas de sucção e descarga. O valor da temperatura utilizado para o cálculo do fluxo de entalpia é avaliado via esquema de interpolação UDS.

As temperaturas internas do compressor são dados de entrada para a simulação. A obtenção de seus valores é realizada por meio de uma interface com um segundo código de simulação, que avalia através de um balanço de energia a temperatura em oito volumes: gás no filtro de sucção, paredes do cilindro, gás no filtro de descarga, câmara de descarga, ambiente interno da carcaça, parede da carcaça, motor elétrico e rolamentos. Todas as temperaturas são consideradas constantes, com exceção da temperatura no gás do cilindro. As equações de balanço dos volumes de controle são resolvidas iterativamente e simultaneamente uma vez que dependem do fluxo de energia de todo o compressor. Maiores detalhes sobre este módulo do programa de simulação podem ser obtidos em Fagotti *et al.* (1994).

A dinâmica das válvulas é calculada através de um modelo massa-mola-amortecido com um grau de liberdade, em que a frequência natural e o coeficiente de amortecimento devem especificados. A força de colamento pode ser obtida por meio do modelo analítico proposto por Khalifa and Liu (1998), enquanto que a força na palheta e a vazão de massa devido ao escoamento através da válvula são obtidas com referência a áreas efetivas de força  $A_{ef}$  e de escoamento  $A_{ee}$ , respectivamente. Através da diferença de pressão através da válvula,  $\Delta p_v$ ,  $A_{ef}$  é determinada como  $A_{ef} = F/\Delta p_v$ . A área efetiva de força pode ser entendida como um parâmetro que mostra o quão efetiva é a diferença de pressão na abertura válvula abre. Por outro lado, para a mesma queda de pressão, a  $A_{ee}$  expressa a razão entre o fluxo de massa real e o fluxo dado pela condição de escoamento isentrópico. Um aspecto importante no desempenho de válvulas é a pulsação do gás em filtros, a qual pode ser modelada de acordo com a metodologia desenvolvida por Deschamps *et al.* (2002).

A simulação do compressor começa com o pistão no ponto morto inferior com a formulação integral, conforme ilustrado na Fig. 3. Para a troca da metodologia integral para a diferencial, deve-se garantir que os efeitos de proximidade entre o pistão e o cabeçote de válvulas ainda não sejam importantes, a fim de evitar a obtenção de um transiente incorreto. No presente trabalho, especificou-se um valor de pressão de 10 bar no cilindro para a troca de uma formulação para a outra, depois de analisar minuciosamente os resultados provocados por esta escolha.

Assim, durante o curso de compressão, a formulação integral é trocada pela formulação diferencial, quando a pressão atinge o valor de 10 bar. Neste ponto, valores médios de pressão,  $p$ , temperatura,  $T$ , e densidade,  $\rho$ , são diretamente transmitidos e usados como campos iniciais para a formulação diferencial. Outras quantidades dadas são a posição instantânea do pistão e do volume do cilindro  $V$ , ambas relacionadas com o ângulo de manivela,  $\omega t$ , onde  $\omega = 2\pi f$  e  $f = 60$  Hz. Nenhuma informação é disponível para o campo de velocidade e, assim, o seu valor inicial é assumido como igual a zero.

Depois que o gás é empurrado para fora do cilindro, a válvula de descarga se fecha e a fase de expansão é iniciada, o procedimento é trocado para a formulação integral quando a pressão alcança novamente o valor de 10 bar. Como quantidades referentes ao escoamento estão disponíveis para cada volume de controle do domínio de solução, valores médios podem ser facilmente obtidos para pressão, temperatura e densidade, através de uma média ponderada na massa contida em cada volume.

O procedimento iterativo avalia propriedades em cada passo de tempo, correspondente a  $10^{-3}$  rad. A convergência do processo é alcançada quando as condições de operação do compressor se repetem ciclicamente. No presente caso, foi necessária a simulação de 4 ciclos completos do compressor.

## 5. Resultados e Discussões

Os objetivos desta seção são apresentar e analisar resultados da simulação do compressor com as metodologias integral e diferencial, descritas anteriormente. O enfoque da análise é o cilindro do compressor, considerando as variações espacial e temporal de propriedades do fluido refrigerante, sendo que os modelos dos demais elementos, tais como válvulas, sistemas de sucção e descarga, são mantidos os mesmos nas diferentes formulações.

Para a análise, considera-se um compressor alternativo da Empresa Brasileira de Compressores S.A. (EMBRACO), utilizado em aplicações para refrigeração doméstica, com capacidade de refrigeração de aproximadamente 600 Btu/h, consumo em torno de 100W, e rotação de aproximadamente 3600 rpm.

Uma série de testes foi realizada para testar a sensibilidade dos resultados numéricos em relação a parâmetros da simulação, tais como valor de pressão para alternância das metodologias integral e diferencial, discretização espacial e discretização temporal. Desta etapa, concluiu-se que um número de 80 volumes na folga e um passo de tempo igual a  $2,7 \times 10^{-6}$  são suficientes para a solução adequada do escoamento.

A fim de evidenciar a limitação da formulação integral no processo de descarga de um compressor, a Fig. 4 apresenta uma comparação entre os resultados previstos para o diagrama p-V com aquele medido por um transdutor de pressão instalado na parede lateral do cilindro. Os valores de pressão e volume no diagrama foram normalizados pela pressão da linha de sucção e pelo volume varrido pelo pistão, respectivamente. Observa-se uma boa concordância entre

os resultados para a maior parte do ciclo de compressão (Fig. 4a) mas, no entanto, examinando a variação da pressão durante a descarga (Fig. 2b), percebe-se uma discrepância entre os resultados experimental e numérico. Este aspecto, como será visto adiante, é explicado pelo fato do modelo integral não poder calcular a variação de pressão ao longo da folga entre pistão e placa de válvulas, originada pelo escoamento existente ali. De fato, espera-se que o valor de pressão registrada pelo transdutor no processo de descarga seja diferente da pressão no orifício de passagem da válvula, bem como da pressão média do cilindro.

A Fig. 5a ilustra a variação da velocidade do escoamento ao longo da folga pistão-cabeçote para diferentes posições do pistão, representadas pela folga adimensional  $\delta/D$ , junto ao ponto morto superior. Pode-se observar que mesmo antes da abertura da válvula de descarga,  $\delta/D = 0,048$ , já existe há a presença de um escoamento em direção ao centro do cilindro. Isto ocorre devido ao fato de que uma parcela da deformação volumétrica atua no aumento da massa específica e outra na movimentação do fluido, o qual é forçado para a região central do cilindro. A Fig. 5b mostra resultados para a variação da pressão na folga, adimensionalizadas pela pressão de descarga,  $p_d$ , indicando que a pressão decai da parede do cilindro até a entrada do orifício de descarga, devido aos efeitos de aceleração e atrito viscoso. Quando o escoamento entra no orifício de descarga, ocorre uma elevação de pressão devido à diminuição da velocidade.

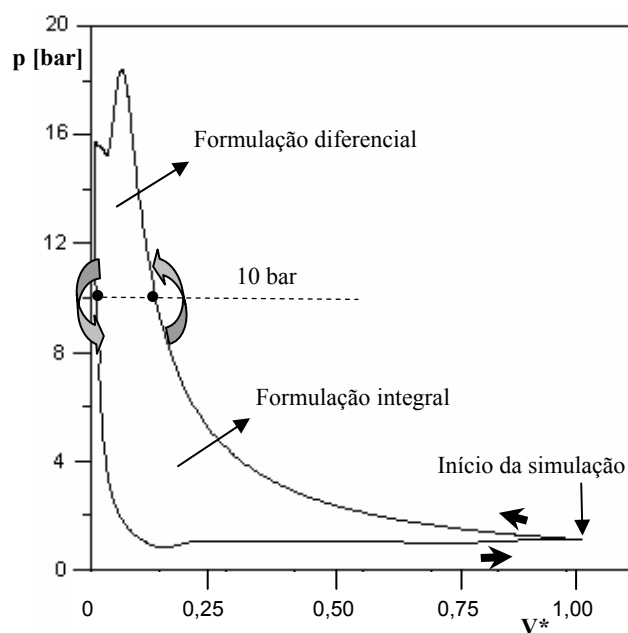


Figura 3. Esquema da interação entre as metodologias integral e diferencial.

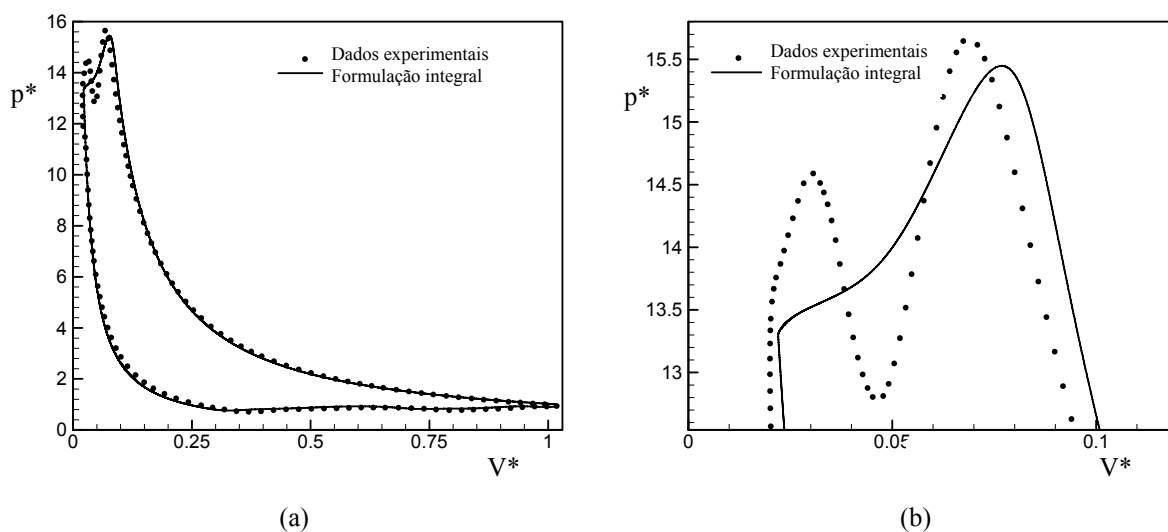


Figura 4. Comparação entre resultados numéricos da formulação experimental e dados experimentais.

Quando o pistão está um pouco mais próximo da placa válvula,  $\delta/D = 0,038$ , a válvula de descarga já iniciou sua abertura e os níveis de velocidade são bastante consideráveis. Novamente pode-se perceber a recuperação da pressão quando da passagem do escoamento da folga para o orifício de descarga. Com a saída do fluido refrigerante pela válvula de descarga, a quantidade de massa dentro do cilindro diminui, reduzindo os níveis de pressão, conforme mostra a Fig. 5b para os afastamentos  $\delta/D = 0,019$  e  $0,0048$ .

Na condição de menor afastamento,  $\delta/D = 0,0048$ , percebe-se a maior diferença nos níveis de pressão ao longo da folga. Este resultado é fisicamente consistente pois, à medida que o pistão se aproxima do cabeçote, o atrito viscoso aumenta devido à folga extremamente pequena, fazendo com que a pressão se eleve mais junto à parede do cilindro. Além disto, a aceleração elevada do escoamento ocasiona uma expansão do gás, aumentada ainda mais pelo atrito viscoso, fazendo com que a redução da densidade aumente de forma considerável os níveis da velocidade na folga.

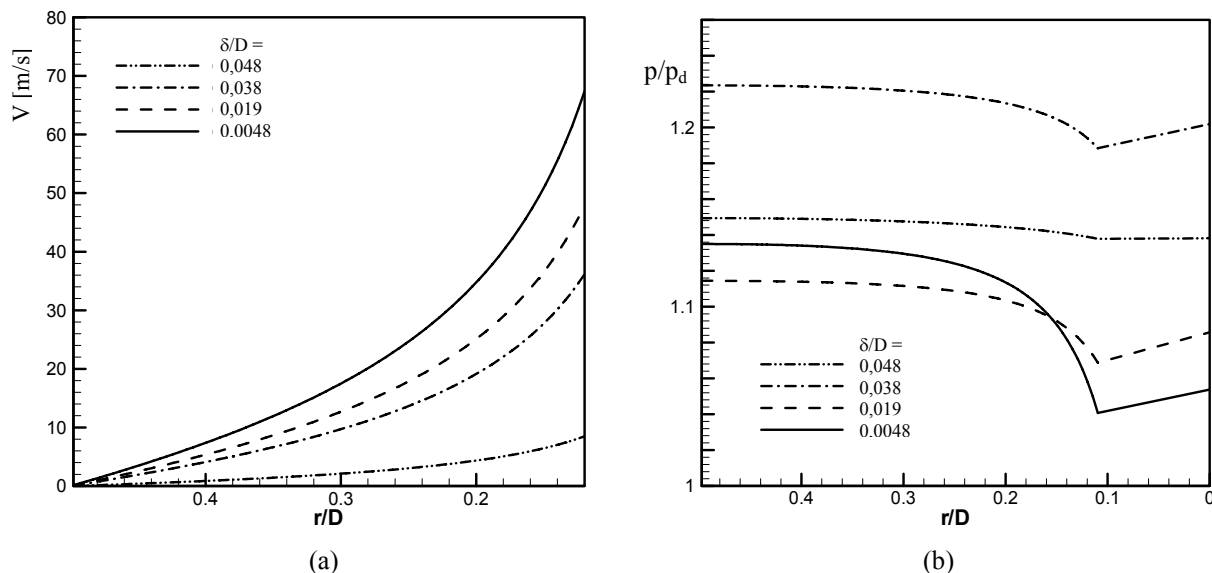


Figura 5. Resultados para o escoamento ao longo da folga pistão-placa de válvulas em diferentes posições do pistão: (a) Velocidade radial; (b) Pressão.

A Fig. 6 apresenta resultados de diagrama  $p-V$  para permitir uma análise comparativa entre a presente metodologia híbrida e aquela baseada exclusivamente na formulação integral. Observa-se da figura que o modelo diferencial capta detalhes da variação de pressão que estão mais em linha com os dados experimentais do que aqueles da formulação integral, especialmente em relação à presença de dois picos de pressão na região de descarga do compressor. O primeiro pico é principalmente uma consequência da dinâmica da válvula, uma vez a sua abertura não é instantânea, restringe a saída do gás e o pistão ainda está em seu movimento ascendente. A queda de pressão que ocorre em seguida se deve ao esvaziamento do cilindro decorrente de uma abertura suficiente da válvula. O segundo pico de pressão, também observado por Matos *et al.* (2002), está diretamente relacionado ao aumento da restrição ao escoamento devido ao fato de que o pistão continua se aproximando da placa de válvulas. Isto faz com em um determinado momento a restrição assuma tal importância que se inicia uma elevação da pressão novamente, já que o pistão continua se aproximando da placa de válvulas.

Apesar do contraste mostrado na Fig. 6, é interessante notar que a diferença entre as duas metodologias fica menos evidente se valores médios de pressão e temperatura, esta adimensionalizada pela temperatura na sucção em [K], são apresentados, como ilustrado na Fig. 7. Isto ocorre por que a massa na região da folga do cilindro é muito menor que a massa no orifício e, uma vez que a média é obtida através de uma ponderação na massa, as diferenças entre as metodologias tende a ficar bem menor. Naturalmente, este é um aspecto de análise que pode variar de acordo com as dimensões geométricas e condições de operação do compressor.

Com base nos resultados apresentados, pode-se concluir que o modelo desenvolvido é capaz prever fenômenos físicos associados ao escoamento na folga entre pistão e placa de válvulas, junto ao ponto morto superior. Deve-se ter em mente, no entanto, que o modelo possui algumas limitações merecedoras de análise. Inicialmente, devido à formulação unidimensional adotada para o escoamento, há a necessidade do uso de correlações para a avaliação da força de atrito viscoso junto às superfícies sólidas do pistão e da placa de válvulas. A expressão de fator de atrito empregada para este fim foi desenvolvida para escoamentos plenamente desenvolvidos e estacionários, podendo ser colocada como fonte de incerteza devido à presença da aceleração considerável verificada no escoamento através da folga. Este aspecto deve ser investigado a partir de simulações com modelos multidimensionais e, sendo relevante, um conjunto de dados poderia ser gerado para definir uma correlação mais adequada sob diferentes acelerações.

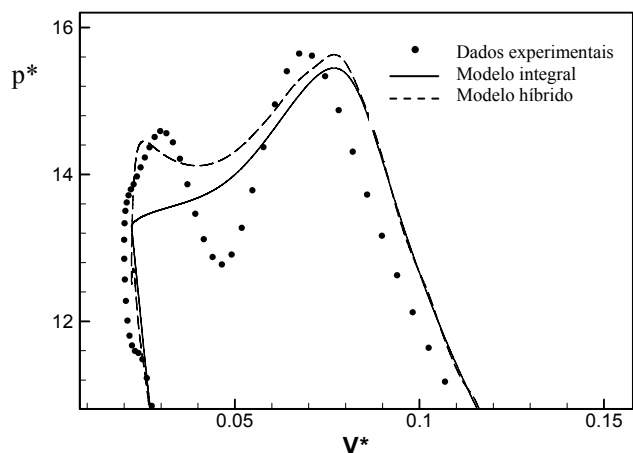


Figura 6. Comparação entre resultados das formulações integral e híbrida para a pressão do cilindro.

Da mesma forma como no caso do fator de atrito, a avaliação do fluxo de calor é também uma limitação do modelo. Catto e Prata (1996) resolveram numericamente o escoamento laminar no interior do cilindro de um compressor via volumes finitos e verificou que existe uma defasagem entre o fluxo de calor e a diferença de temperatura média do gás e a temperatura da parede do cilindro. Deste modo, a utilização de correlações clássicas de transferência de calor é questionável. A correlação de Lawton (1987) foi desenvolvida especificamente para aplicação em cilindros de compressores e, por esta razão, espera-se que erros devido a este aspecto sejam minimizados.

A maior limitação da presente metodologia é o fato de não resolver o escoamento através da válvula de descarga do compressor, necessitando assim de correlações para o cálculo do escoamento e da força na palheta, a partir da diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e de descarga. Estas correlações, expressas na forma de áreas efetivas de escoamento e de força, devem ser obtidas experimentalmente ou via simulação numérica do escoamento na válvula. Portanto, a qualidade dos resultados obtidos neste trabalho depende da precisão dessas correlações e, desta forma, pode ser melhorada através de uma avaliação mais criteriosa que considere a dinâmica da válvula. Uma outra alternativa, mas com um custo computacional bem mais elevado, é a metodologia desenvolvida por Matos *et al.* (2002) para a solução da interação do escoamento com a dinâmica de válvulas automáticas de compressores.

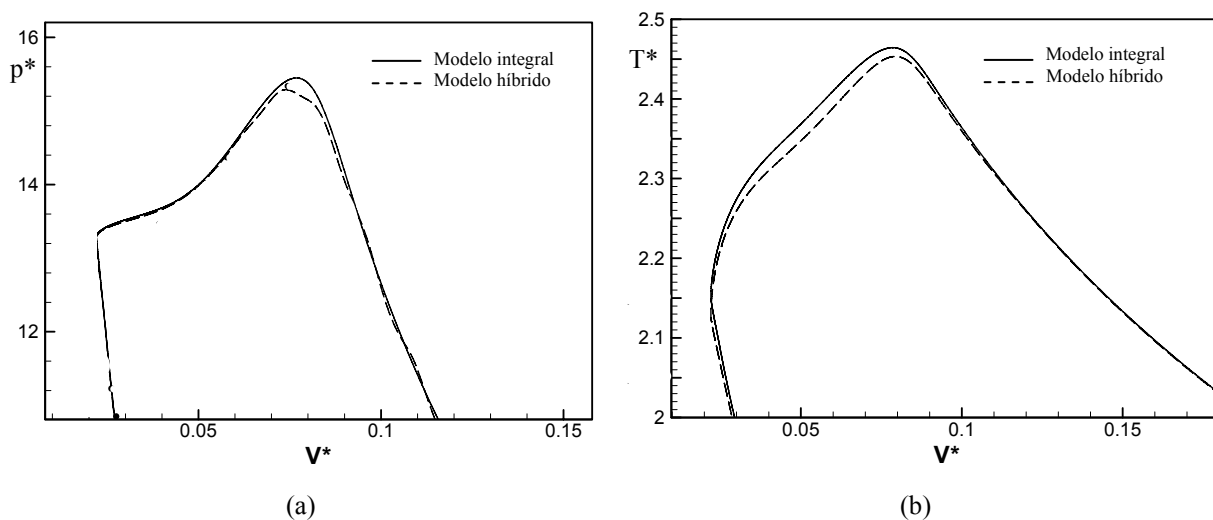


Figura 7. Comparação entre resultados obtidos com os modelos integral e híbrido para quantidades médias no cilindro: (a) pressão; (b) temperatura.

## 6. Conclusões

A simulação de compressores alternativos de refrigeração via formulação integral fornece uma ótima concordância com dados experimentais quando o pistão se encontra afastado da placa de válvulas, mas falha durante o processo de descarga. O presente trabalho apresenta uma proposta de metodologia híbrida de simulação, na qual uma formulação diferencial é usada para o processo de descarga do compressor. O objetivo central da proposta é oferecer uma metodologia, de maior precisão mas ainda de custo computacional reduzido, que permita a solução do escoamento compressível unidimensional na folga entre o pistão e a placa de válvulas, originado pela abertura da válvula de

descarga. Observa-se que o modelo desenvolvido consegue prever fenômenos físicos importantes, evidenciados por dados experimentais e soluções numéricas de metodologias mais elaboradas, tal como a presença de efeitos de sobrepressão na parede do cilindro causado pela restrição do escoamento na folga. Este nível de detalhamento do processo de descarga não é possível de ser obtido com a formulação integral.

## **7. Referências**

- Catto, A.G. and Prata, A.T., 1997, "A Numerical Study of Instantaneous Heat Transfer During Compression and Expansion in Piston-Cylinder Geometry", AES-Vol. 37, Proc. ASME Advanced Energy System Division, Dallas, USA, pp. 441-450.
- Deschamps, C.J., Possamai, F.C. and Pereira, E.L.L., 2002, "Numerical Simulation of Pulsating Flow in Suction Mufflers", Proc. Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, paper C-11, 8 p.
- Escanes, F., Pérez-Segarra, C.D., Rigola, J., Serra, J.M., Pons, J., Escribà, M.; Jornet, M., "Numerical Simulation of Hermetic Reciprocating Compressors. Recent Improvements and Experimental Validation", Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, 1996.
- Fagotti, F., Todescat, M.L., Ferreira, R.T.S. and Prata, A.T., 1994, "Heat Transfer Modeling in a Reciprocating Compressor", Proc. Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA p. 605-610.
- Khalifa, H.E. and Liu, X., 1998, "Analysis of Stiction Effect on the Dynamics of Compressor Suction Valve", Proc. Int. Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, p. 87-92.
- Lawton, B., 1987, "Effect of Compression and Expansion on Instantaneous Heat Transfer in Reciprocating Internal Combustion Engines", Proc. Instn Mech. Engrs, Part A, Journal of Power and Energy, v. 201, pp. 175-186.
- Machu, E.H., 1998, "Problems with Modern High Speed Short Stroke Reciprocating Compressors: Increased Pocket Losses Due to Piston Masking and Eccentric Gas Load on the Piston", Proc. Gas Machinery Conference, Denver, USA, 20 p.
- Matos, F.F.S., Deschamps, C.J., Prata, A.T., 2002, "Simulação Numérica do Escoamento Turbulento em Compressores Alternativos", Proc. III Escola de Primavera em Transição e Turbulência, Florianópolis, Brasil, 10 p.
- Potter, M.C. and Wiggert, D.C., 1991, "Mechanics of Fluids", Prentice-Hall.
- Rovaris, J.B., Deschamps, C.J., 2004, "Simulação de Grandes Escalas Aplicada ao Escoamento Turbulento em Compressores", Proc. IV Escola de Primavera em Transição e Turbulência, Porto Alegre, Brasil, 10 p.
- Smagorinsky, J.S., 1963, "General Circulation Experiments with the Primitive Equations: I. The Basic Experiment". Mon. Weath. Rev., v. 91, pp. 99-163.
- Ussyk, M. S., 1984, Numerical Simulation of Hermetic Reciprocating Compressor Performance (in Portuguese), M.Sc. Thesis, Federal University of Santa Catarina, Brazil.



## **A NUMERICAL METHODOLOGY TO SIMULATE THE DISCHARGE PROCESS IN RECIPROCATING COMPRESSORS**

Fernando A. Ribas Jr.  
EMBRACO S.A.  
Joinville, SC, Brazil  
Fernando\_A\_Ribas@embraco.com.br

Cesar J. Deschamps  
Federal University of Santa Catarina  
Department of Mechanical Engineering  
Florianopolis, SC, Brazil  
deschamps@polo.ufsc.br

### **Abstract**

The paper presents a numerical methodology to predict the discharge process in reciprocating compressors, adopting a one-dimensional formulation for the compressible in-cylinder flow at the top center (TC) crank position during the opening of the valve. The differential governing equations are discretized via the finite volume methodology in a computational grid that expands and contracts according to the piston motion. The ideal gas hypothesis is adopted and the coupling between pressure and velocity fields is achieved using the SIMPLEC algorithm. The procedure is combined with an integral formulation, which is activated when the piston is far from the TC. Results obtained with the new methodology indicate that flow properties, such as pressure and velocity, display an important radial variation along the cylinder head during the discharge process, originated from acceleration and friction effects. These physical features, also indicated by experimental data and more expensive numerical solutions, cannot be captured by integral approaches.

Keywords: reciprocating compressor, discharge valve, compressor simulation.

## **ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE AR CONDICIONADO OPERANDO COM R-22 E CONSIDERAÇÕES TEÓRICAS SOBRE A SUBSTITUIÇÃO DO REFRIGERANTE POR PROPANO (R-290)**

### **Jacqueline Biancon Copetti**

Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS  
Ciências Exatas e Tecnológicas – Eng. Mecânica  
Av Unisinos, 950 – São Leopoldo - RS  
jcopetti@unisinos.br

### **Mario Henrique Macagnan**

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS  
mhmac@unisinos.br

### **Lierson de Bona**

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

### **Cristiane Schweinberger**

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

***Resumo.** Na área de refrigeração, atualmente, tem-se um enfoque muito grande na busca por fluidos refrigerantes substitutos para o R22 nas diversas aplicações, que possam fornecer um desempenho equivalente, sem excessiva modificação nos componentes do ciclo. O hidrocarboneto propano (R290) aparece neste cenário como uma alternativa a ser investigada, dadas as suas propriedades termodinâmicas e de transporte e características operacionais. Este trabalho apresenta os resultados de um estudo teórico-experimental em um sistema de ar condicionado que convencionalmente opera com R22. Analisou-se e comparou-se o funcionamento do sistema e, em específico, o comportamento do evaporador operando com o R290. O estudo teórico foi realizado com o auxílio dos softwares Cycle-D para análise do ciclo e Evap\_Cond (NIST) para avaliação do evaporador. Foram comparados o COP, capacidade de refrigeração, capacidade volumétrica, potência do compressor e relação de pressões, de modo a caracterizar o comportamento do sistema com este refrigerante para uma faixa de temperaturas de evaporação e verificar possíveis necessidades de modificação de equipamentos. No evaporador estudou-se a transferência de calor, perda de carga e distribuição de temperatura do ar e do refrigerante. Experimentalmente, analisou-se o sistema com R22 e os resultados permitiram validar o software e simular o comportamento do sistema com R290. Foi verificada as distribuições de temperatura e troca térmica no evaporador em função das condições operacionais testadas. Uma carga de R290 menor garante uma mesma capacidade de refrigeração, pois é superior ao R22 em termos de transferência de calor e isto é positivo em relação aos aspectos de segurança, pois os hidrocarbonetos são inflamáveis e devem ser utilizados em quantidades reduzidas. Quanto ao desempenho do ciclo, foi equivalente para os dois refrigerantes.*

*Palavras chave:* refrigeração, ar condicionado, análise experimental, hidrocarbonetos.

### **1. Introdução**

Atualmente, na área de refrigeração muitos trabalhos vem sendo realizados na busca de substitutos para os refrigerantes a base de cloro, como é o caso do HCFC-R22, em função dos impactos ambientais resultantes de sua utilização. A dificuldade de substituição está em que este refrigerante é muito versátil e, devido a suas propriedades, se aplica aos mais diversos sistemas. Há mais de uma década vem sendo considerada a possibilidade de voltar a utilizar hidrocarbonetos, como o propano (R290) e o isobutano (R600a) em sistemas de refrigeração (Lorentzen, 1995, Domanski, 1999, Calm, 2004), principalmente de pequeno porte. Na Tab. 1 se apresentam alguns dados comparativos do R22 e do R290 em termos de impacto ambiental e propriedades termodinâmicas, que mostram as vantagens do propano em relação aos índices que medem o impacto ambiental e ao mesmo tempo a equivalência entre suas propriedades termodinâmicas relacionadas ao ponto crítico, temperatura crítica ( $T_c$ ) e pressão crítica ( $p_c$ ), as quais são particularmente importantes na análise do desempenho do refrigerante no ciclo de compressão a vapor.

Tabela 1. Dados do impacto ambiental e propriedades termodinâmicas dos refrigerantes.

Refrigerante	Tempo na atmosfera (anos)	Potencial de aquecimento global (GWP) <sup>†</sup>	Potencial de destruição da camada de ozônio (ODP)	M (kg/kmol)	Tc (°C)	pc (MPa)
R22 (CHClF <sub>2</sub> )	12	1700	0,05	86,48	96,10	4,97
R-290 (C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> )	<1	<20	0	44,10	96,70	4,25

<sup>†</sup>GWP relativo ao CO<sub>2</sub>, como base 100 anos, de acordo com WMO, 1999.

Com base nesta primeira avaliação de dados entre os dois refrigerantes, foi realizada uma simulação do comportamento do ciclo de compressão a vapor com uso do software CYCLE\_D (Copetti et. al, 2005). Este programa foi desenvolvido pelo National Institute of Standards and Technology – NIST (Domanski, Didion e Chi, 2003) e validado em inúmeros trabalhos publicados. Para o propósito da comparação, os cálculos foram feitos para uma potência de refrigeração unitária (1 kW) e foram considerados o rendimento volumétrico e o rendimento isoentrópico do compressor, bem como o rendimento elétrico do motor do compressor todos iguais a 100%. O superaquecimento na saída do evaporador e o subresfriamento na saída no condensador não foram considerados nesta análise. Para a comparação foram utilizadas as mesmas faixas de temperatura, no evaporador –20°C a 10°C, enquanto a temperatura no condensador foi mantida fixa, em 40 °C, com pressões de saturação correspondentes a estas temperaturas. Estas condições foram consideradas por serem representativas de faixa operacional dos equipamentos de refrigeração domésticos de pequeno porte.

O programa de simulação fornece dados de propriedades em cada ponto do ciclo e dados do sistema como o coeficiente de performance, COP, capacidade de refrigeração, capacidade volumétrica, superaquecimento do compressor, potência do compressor e fluxo de massa do refrigerante, para condição estabelecida. Na Tab. 2 se apresentam os dados gerais comparativos do ciclo com os refrigerantes R22 e R290.

Tabela 2. Dados de desempenho dos refrigerantes no ciclo de refrigeração a temperaturas do evaporador de -10°C e do condensador de 40°C.

Refrigerante	COP	W (kW/kW)	Relação de pressão (descarga/sucção)	Super aquecimento no compressor (°C)	Efeito de refrigeração (kJ/kg)	Capacidade volumétrica (kJ/m <sup>3</sup> )	Volume específico (m <sup>3</sup> /kg)
R22	4,11	0,244	4,32	23,7	151,55	2322,1	0,0653
R290	3,96	0,253	3,97	5,9	255,22	1949,4	0,131

É desejável que o refrigerante substituto tenha pressões mais ou menos iguais a do refrigerante convencional. Estes parâmetros influem na necessidade ou não da substituição, e portanto reprojeto, dos equipamentos e acessórios. Comparando os dados da Tab. 2 do R290 com o R22, se verifica que o consumo de energia do R290 é em torno de 3,7% superior ao do R22, sua pressão de condensação é aproximadamente 10,7% menor (1369 kPa em relação a 1534kPa do R22), capacidade volumétrica de resfriamento é 16% menor e a relação de pressão em torno de 8% menor, o que resulta em compressores menores.

Além disso, a transferência de calor na refrigeração ocorre, principalmente, na troca de calor latente entre o refrigerante e o fluido a ser refrigerado. No caso do propano na sua mudança de fase o calor latente liberado é maior do que no R22 (360 kJ/kg do R290 contra 197 kJ/kg do R22 a temperatura de vaporização de 10°C). Isto indica a possibilidade de usar trocadores de calor mais compactos e, juntamente com o maior volume específico indicado na Tab. 2, resulta na diminuição da carga de refrigerante dentro do sistema. Este fato é particularmente importante para o uso seguro dos hidrocarbonetos HC devido sua inflamabilidade (Goetzler et. al, 2000). Estudos mostram que a carga de hidrocarboneto pode ser reduzida entre 1/3 a 1/2 em relação ao R-22 (Riffat et al, 1997).

Neste trabalho se propõe avançar na análise realizando um estudo experimental a partir da montagem de um sistema de refrigeração. Isto tem por objetivo comparar e avaliar o desempenho do ciclo com o hidrocarboneto e, em particular, verificar o comportamento dos refrigerantes no evaporador. Foram realizadas medidas com o R22 e os resultados encontrados foram comparados com resultados fornecidos pelo software Evap-Cond, que simula evaporadores e condensadores com diferentes refrigerantes. Isto serve para validar o software e assim, inicialmente, estudar teoricamente o comportamento do R290 para numa segunda etapa proceder à análise experimental.

## 2. Análise experimental e teórica

### 2.1. Bancada experimental e condições operacionais

A fim de analisar o comportamento dos fluidos refrigerantes foi montada uma bancada experimental que permite avaliar as condições de operação do evaporador tipo serpentina aletada. Esta bancada, apresentada na Fig. 1, foi adaptada de um condicionador de ar comercial tipo janela (Springer, 51TQS330-B-761-62, capacidade de 8776 W). O equipamento foi remontado de forma a isolar o evaporador, posicionando-o dentro de um duto metálico, onde está montado um sistema de exaustão em uma das extremidades. Esta montagem permite expor o evaporador a uma ventilação uniforme. Duas velocidades de rotação são permitidas para os testes. Os testes foram programados para inicialmente analisar o sistema com o R22, pois é o fluido original. Deste modo o sistema será ajustado, para na segunda etapa substituí-lo pelo R290.

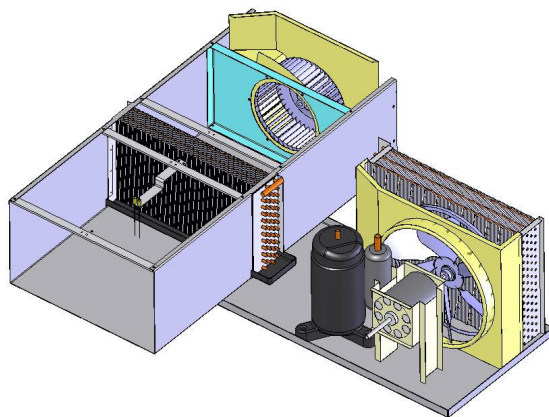


Figura 1. Esquema da bancada experimental – sistema de ar condicionado.

Foram instalados medidores de pressão e temperatura nas entradas e saídas dos equipamentos do sistema para acompanhar o funcionamento do ciclo. No evaporador foi instalado um transdutor de pressão diferencial com sensor indutivo (ABB - 600T), com 0,30% de precisão na faixa de 10 a 600 kPa e saída 4-20 mA, e na saída um transdutor de pressão (Wika Eco-tronic) com escala de 0 a 6 bar e precisão de 0,5%. Na saída do compressor há um transdutor de pressão (ABB – 600T), escala de 120 a 2400 kPa, saída 4-20 mA com precisão de 0,3%, enquanto que na saída do condensador foi acoplado um manômetro analógico (Shine Yea) para medidas na faixa de 0 a 3400 kPa.

As temperaturas de bulbo seco (TBS) de bulbo úmido (TBU) do ar na entrada e saída do evaporador foram feitas com termopares tipo K, um deles devidamente preparado para medir a TBU, e a partir deste par de medidas se obteve a umidade relativa do ar. Os sensores de temperatura foram calibrados em banho termostático (Isocal 6 Venus 2140) usando um termômetro de precisão de 0,1°C, resultando numa incerteza de  $\pm 0,5^\circ\text{C}$ . A velocidade do ar foi medida através de um anemômetro de fio quente (Alnor- CompuFlow 8525), com precisão de  $\pm 3\%$ . As medidas foram realizadas em diversos pontos no duto de entrada e da saída do evaporador para determinar a distribuição tanto da velocidade, quanto da temperatura do ar nestas condições. Os pontos de medida foram distribuídos de modo a obter um total de vinte e quatro pontos de medida na entrada e vinte e quatro pontos na saída do evaporador.

No lado do refrigerante, as temperaturas no evaporador foram realizadas com sensores de temperatura fixados na parte externa do tubo ao longo do circuito, conforme Fig. 2a. Foram utilizados termopares tipo T (cobre-constantã) cuja montagem utiliza o próprio tubo como um dos elementos do par. Os fios de constantã, fixados sobre a superfície do tubo, e um termopar de referência, localizado na saída do evaporador, formaram um sistema diferencial de medida de temperatura. Testes mostraram que este sistema minimiza erros, quando comparado a um sistema convencional de termopares, já que todos os termopares medem a temperatura em relação a uma mesma referência (Souza, 2001).

No evaporador o circuito de tubos tem quatro entradas e quatro saídas, Fig. 2b e 2c. A alimentação é feita através de dois capilares que, cada um deles, alimenta dois conjuntos de tubos. Para analisarmos o comportamento do fluido foi distribuído uma seqüência de sensores do tipo termopar em dois dos quatro circuitos que compõem o evaporador. As linhas do circuito escolhidas, devido à facilidade de colocação dos sensores, foram as mais externas do evaporador, ou seja, a primeira linha que entra em contato com o ar a resfriar e a última linha. Ao todo foram vinte e quatro medidores de temperatura.

No esquema do evaporador da Fig. 2c os tubos estão representados por círculos e o caminho do refrigerante por linhas, onde as linhas tracejadas representam as bengalas do lado do evaporador que tem a entrada e saída do fluido, e

as linhas cheias representam as bengalas do outro lado do evaporador. A entrada do fluido ocorre nos tubos em vermelho e a saída nos tubos em azul.

Todos os transdutores de pressão e temperatura foram conectados a um sistema de aquisição de dados, composto por um computador com um multímetro HP 34970A, através de uma interface HP-IB. O programa BenchLink Data Logger-HP foi usado para a aquisição de dados, o qual nos permitiu registrar a variação dos diferentes parâmetros testados.

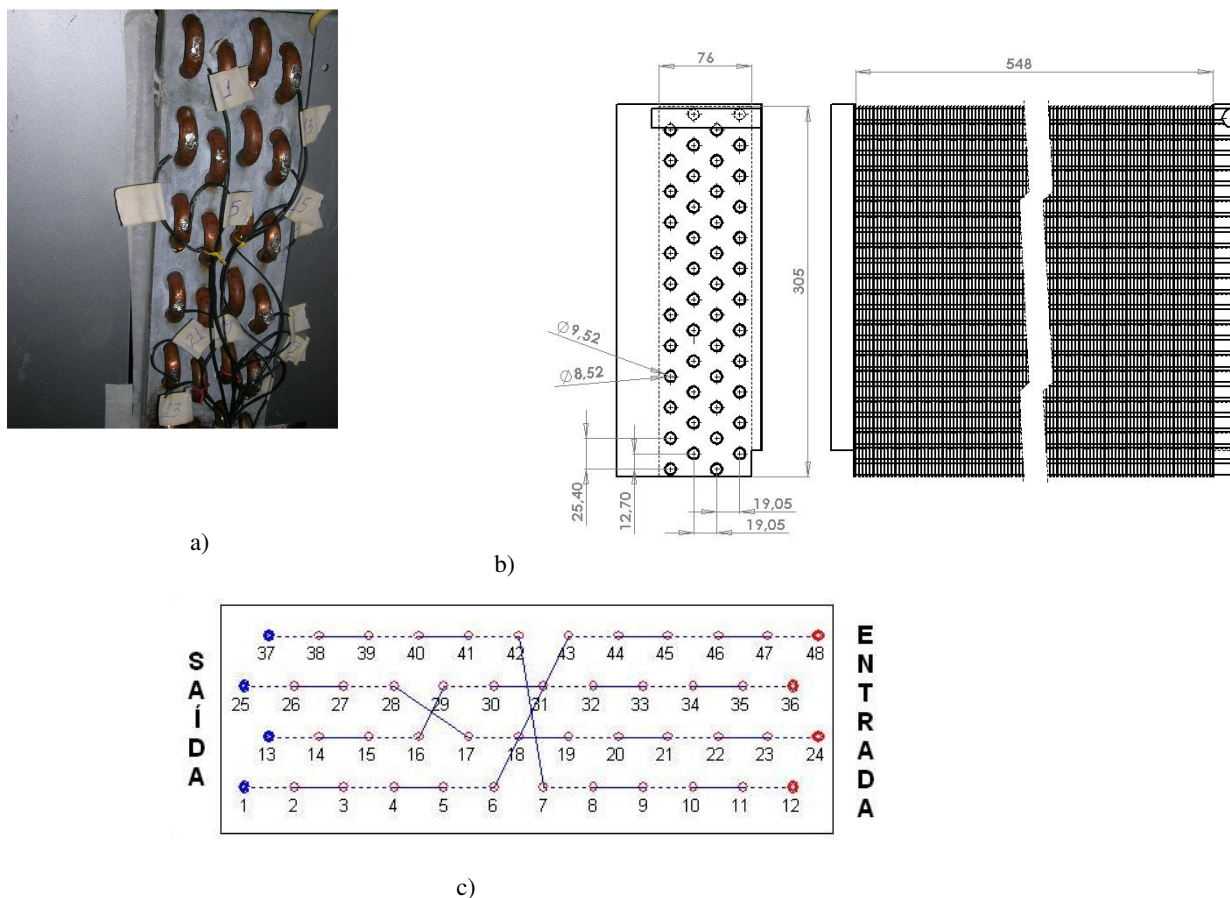


Figura 2. Detalhes do evaporador: a) posicionamento dos sensores para medidas de temperatura, b) dimensões do evaporador e c) circuito do refrigerante, entradas e saídas de fluido.

Complementando os dados do evaporador apresentados na Fig. 2b, a Tab. 3 fornece informações adicionais do evaporador e do condensador.

Tabela 3 . Características do evaporador e do condensador.

	Evaporador	Condensador
Dimensões L x A x P (mm)	544 x 304 x 76	561 x 430 x 95
Diâmetros dos tubos: externo e interno (mm)	9,52/8,52	8,4/7,4
Número de fileiras de tubos	4	5
Número de tubos por fileira	12	17
Espaçamento entre o centro das filas	19,5	19,5
Passo (mm)	25,4	25,4
Tipo de aletas	Lisas	Lisas
Espessura da aleta (mm)	2	2
Espaçamento das aletas (mm)	2	1,8
Número de aletas	252	312

Uma vez estabelecida a configuração e instalados os sensores de medição, foi acertada a carga de 2,12 kg do refrigerante R22 no sistema com base na temperatura de superaquecimento na entrada do compressor de 10°C. Foram feitos vários testes de funcionamento para duas velocidades do ventilador (vazões de ar de 13,4 m<sup>3</sup>/min e 19,08m<sup>3</sup>/min). Na Fig. 3 se apresentam os resultados de um dos testes através das variações de temperatura no evaporador com o tempo, onde se pode observar o período transiente e depois a estabilização das condições. As medidas de temperatura do refrigerante em vários pontos do circuito apresentaram incertezas na ordem de  $\pm 0,10^{\circ}\text{C}$  a  $\pm 0,76^{\circ}\text{C}$ , dadas através do cálculo do desvio padrão sobre toda a faixa de valores medidos em regime estacionário. As medidas de temperatura do ar também se encontram dentro desta faixa de incertezas. Já a medida de pressão diferencial apresentou uma incerteza de  $\pm 0,23$  kPa e a medida de pressão absoluta (na saída do evaporador) de  $\pm 2,48$  kPa.

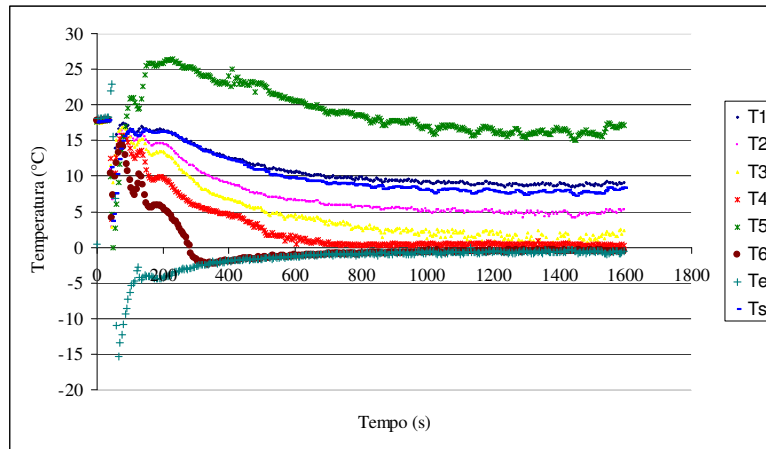


Figura 3. Distribuição de temperatura do R22 no evaporador (T1 a T6 são as temperaturas no circuito; Te a temperatura de entrada e Ts a temperatura de saída).

## 2.2. Simulação teórica

O objetivo do estudo teórico foi validar uma ferramenta de simulação, a partir de dados medidos, que servirá posteriormente para estudar o comportamento de diferentes refrigerantes para um determinado sistema. Isto permite ajustar as condições operacionais do sistema para sua utilização com estes refrigerantes e inclusive propor ajustes ou redimensionamento dos equipamentos para seu funcionamento.

Como o objeto deste trabalho é o evaporador, foi selecionado o software Evap-Cond v2.1- Simulation models for finned-tube heat exchangers, desenvolvido pelo National Institute of Standards and Technology – NIST (Domanski, 2004a, 2004b). Este software permite simular trocadores de calor aletados com diferentes configurações e tipos de aletas, possibilitando também especificar o circuito de refrigeração, identificando graficamente tubo a tubo (Fig. 2c), assim como especificar o fluxo do refrigerante e o perfil do ar que passa pelo trocador. O software possui uma interface com o programa REFPROP-NIST (McLinden, 1998), que permite avaliar as propriedades termodinâmicas e de transporte dos refrigerantes. A transferência de calor e a perda de carga no trocador de calor são calculadas através de correlações específicas.

Assim, a partir do software foram realizadas as simulações no evaporador com base nos dados obtidos no experimento com o R22, comparando a troca térmica dos dois refrigerantes.

## 3. Resultados experimentais e teóricos - comparações

A Figura 4 apresenta a distribuição de temperatura do R22 nos dois circuitos externos do evaporador, conforme Fig. 2c (circuito 1- pontos de 48 a 1 e circuito 2 – pontos de 12 a 37), comparando os dados medidos com os dados teóricos obtidos a partir da simulação.

Os valores medidos, como as temperaturas, pressões e vazão do ar, ou calculados através de balanços de energia e propriedades termodinâmicas, como o título do refrigerante na entrada do evaporador, a taxa de massa de refrigerante e a umidade relativa do ar, foram os dados de entrada no software Evap-Cond e são apresentados na Tab.4. Nesta tabela também se encontram os valores da capacidade de refrigeração do sistema, calculados através dos dados medidos e fornecidos pelo programa.

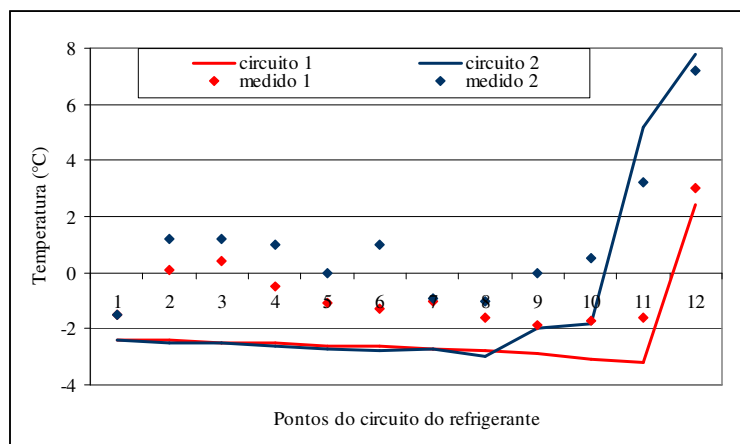


Figura 4. Distribuição de temperatura do R22 em dois circuitos do refrigerante no evaporador.

Tabela 4. Dados medidos e simulados do R22 no evaporador.

Refrigerante – R22	Vazão de Ar: 13,4 m <sup>3</sup> /min <sup>*</sup>		Vazão de Ar: 19,08 m <sup>3</sup> /min <sup>*</sup>	
	Medido	Teórico Evap-Cond	Medido	Teórico Evap-Cond
Taxa de massa de refrigerante (kg/h) <sup>*</sup>	82,68	-	111,42	-
Te (°C)	-1,5	-2,8 (saturação)		-
Ts (°C)	10,03	21,9	15,42	21,5
Título na entrada do evaporador (%) <sup>*</sup>	20,8	-	22,4	-
pe (kPa) <sup>*</sup>	454,8	-	466,7	-
ps (kPa)	448,0	447,4	461	442,4
Δp (kPa)	6,8	7,4	5,7	24,3
<b>AR</b>				
Te (°C) <sup>*</sup>	23,8	-	25,9	-
Umidade relativa (%) <sup>*</sup>	54,3	-	51,4	-
Ts (°C)	16	16,6	17,1	16,9
Umidade relativa (%)	62	64	70	66
Capacidade de Refrigeração (kW)	3,98	4,08	5,36	5,53

<sup>\*</sup> Estes dados foram fornecidos como dados de entrada ao software Evap-Cond para simular as condições do evaporador medido.

Da análise da Tab. 4, se observam diferenças na predição das temperaturas de saída do refrigerante e na pressão, principalmente para vazões maiores de ar, onde a perda de carga foi muito superior à medida. Como o software utiliza correlações para o cálculo da transferência de calor em mudança de fase e para a perda de carga, estes erros podem estar relacionados ao tipo de correlação. Mesmo assim se pode dizer que o software pode representar adequadamente o comportamento dos refrigerantes no evaporador quando analisada a distribuição de temperatura ao longo do trocador, conforme os dados da Fig. 4, onde neste caso as diferenças podem estar associadas aos sensores. Com o aumento da vazão de ar a capacidade de refrigeração aumenta e a temperatura de saída do ar aumenta, sendo o efeito de refrigeração menor.

Para o R290, em um primeiro momento foram feitas simulações utilizando as mesmas condições iniciais do R22 fixadas como: taxa de massa = 82,7 kg/h; temperatura de entrada no evaporador = -2,8 °C; título na entrada do evaporador = 20,8%; temperatura de entrada do ar = 23,8°C e umidade relativa = 54,3%. A Tab. 5 mostra os dados comparativos dos dois refrigerantes.

Tabela 5. Dados comparativos dos refrigerantes R22 e R290 no evaporador.

Dados obtidos da simulação com Evap-Cond	Vazão de Ar: 13,4 m <sup>3</sup> /min*	
Refrigerante	R22	R290
Ts (°C)	21,9	9,0
pe (kPa)	454,8	435,9
ps (kPa)	447,4	423,3
Δp (kPa)	7,4	12,6
<b>AR</b>		
Ts (°C)	16,6	8,2
Umidade relativa (%)	64	85,4
Capacidade de Refrigeração (kW)	4,08	7,27

A partir do software se obteve a distribuição da temperatura do ar ao longo do evaporador para as duas vazões de ar medidas, conforme se vê na Fig. 5.

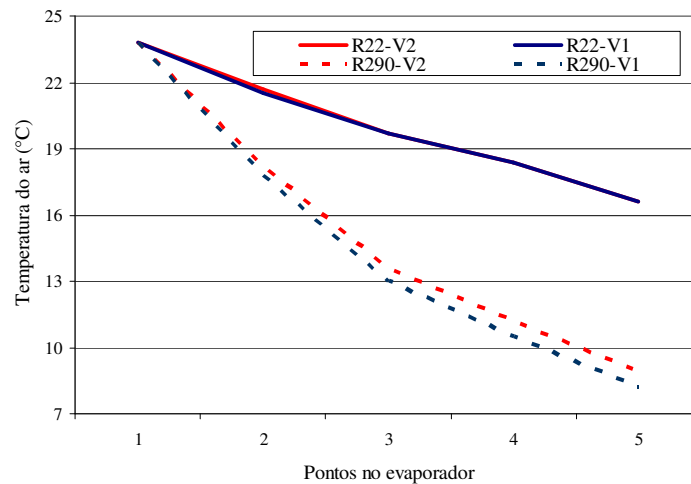


Figura 5. Distribuição da temperatura do ar no evaporador para o R22 e o R290 para duas vazões de ar.

Foram realizadas simulações para uma faixa de temperatura do ar de 20 a 30°C, típica do funcionamento de um ar condicionado, já que no experimental este dado não foi possível variar. Com isto foi analisado o efeito da temperatura do ar na capacidade de refrigeração e na perda de carga para os dois refrigerantes, como se pode observar através das Figs. 6 e 7.

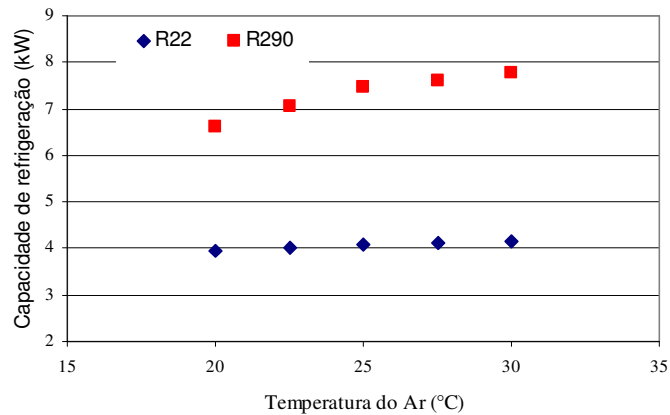


Figura 6. Capacidade de refrigeração do R22 e do R290 em função da variação da temperatura de entrada do ar.



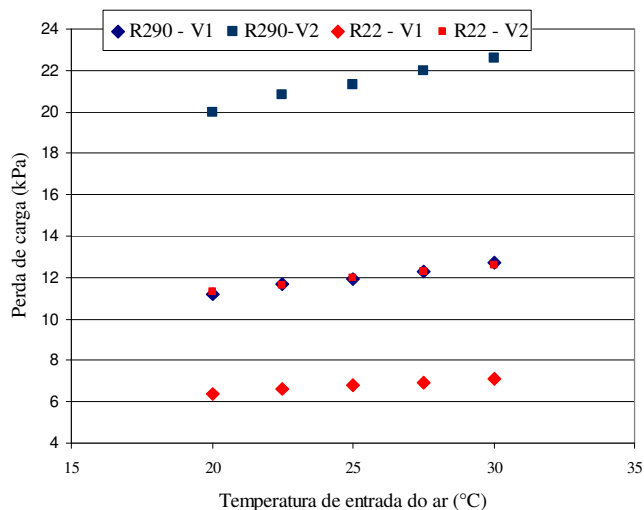


Figura 7. Perda de carga no evaporador para o R22 e o R290 em função da variação de temperatura do ar e para duas vazões de ar (V1=13,4 m<sup>3</sup>/min e V2=19,08 m<sup>3</sup>/min).

#### 4. Conclusões

Com este trabalho analisamos alguns parâmetros importantes do desempenho do hidrocarboneto propano para efeito de substituição do R22 em sistemas de ar condicionado. Foi montada e instrumentada uma bancada de ensaios, que inicialmente operou com o fluido convencional R22 e serviu de base para ajustar o sistema e fornecer dados para simular o comportamento do R290 no evaporador, de modo a ter subsídios para realizar os ajustes na bancada para testá-la com este refrigerante. Foi verificado que para uma mesma taxa de massa de refrigerante pode-se obter uma capacidade de refrigeração maior com o R290. Se poderá trabalhar com uma carga menor de refrigerante obtendo uma capacidade equivalente. A perda de carga do R290 é maior que a do R22, principalmente relacionada ao seu volume específico. No entanto o ganho em transferência de calor (em função de seu calor de vaporização) ainda é superior. Em termos de modificação de equipamentos os resultados do estudo indicam que se poderia utilizar trocadores de calor mais compactos, que são convenientes para o uso seguro deste refrigerante.

#### 5. Referências

- Calm, J.M.; Domanski, P.A., 2004, "R22 Replacement status", ASHRAE Journal, Vol. 46, No.8, pp. 29-39.
- Copetti, J.B.; Macagnan, M. H.; Geyer, M.; Oliveski, R.C., 2005, "The use of hydrocarbons propane and isobutane in refrigeration systems", 18 th International Congress of mechanical Engineering-COBEM 2005, Ouro Preto, MG.
- Domanski, P.A, 1999, " Evolution of refrigerant application", International Congresso on Refrigeration, Milan, Italy, May 4.
- Domanski, P.A., Didion, D.A.; Chi, J., 2003, "CYCLE D: NIST Vapor compression cycle design program V3.0: Users' Guide", NIST Standard Reference Database; 49p.
- Domanski, P. A.; Yashar, D.; Kaufman, K. A.; Michalski, R. S., 2004a, "Optimized design of finned tube evaporators using the learnable evolution model", HVAC&R Research, Vol. 10, No. 2, 201-211.
- Domanski, P. A.; Yashar, D.; Kim, M. , 2004b, "Performance of HC and HFC refrigerants in a finned-tube evaporator and its effect on system efficiency" Natural Working Fluids Conference, 6th IIR Gustave Lorentzen. Proceedings, pp.1-8.
- Goetzler, W.J.; Dieckmann, J., 2000, "Assessment of the commercial implications of ASHRAE A3 flammable refrigerants in air-conditioning and refrigeration systems",ASHRAE Transactions: Symposia, HI-02-7-3, pp. 757-768.
- Lorentzen, G., 1995, "The use of natural refrigerants: a complete solution to the CFC/HCFC predicament". International Journal of Refrigeration, Vol. 18 (3), pp. 190-197.
- McLinden, M.O., Klein, S.A., Lemmon, E.W.; Peskin, A.P., 1998, "NIST thermodynamic and transport properties of refrigerants and refrigerant mixtures – REFPROP: Users' Guide", U.S. Department of Commerce, NIST, Gaithersburg.
- Riffat, S.B., Afonso, C.F., Oliveira, A.C.; Reay, D.A., 1997, "Natural refrigerants for refrigeration and air-conditioning systems", Applied Thermal Engineering, Vol.17, No. 1, pp.33-42.

- Souza, D.; Copetti, J.B., 2001, Sistema de medição de temperatura diferencial, Estudos Tecnológicos da Engenharia. Unisinos, pp. 28-33.
- WMO, 1999. "Scientific assessment of stratospheric ozone". Report 44, Global Ozone Research and Monitoring Project, Geneva.

**EXPERIMENTAL ANALYSIS OF AN AIR CONTINIONING SYSTEM OPERATING WITH R-22 AND THEORETICAL CONSIDERATIONS ABOUT ITS SUBSTITUTION BY PROPANE (R290)**

**Jacqueline Biancon Copetti**

Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS  
Ciências Exatas e Tecnológicas – Eng. Mecânica  
Av. Unisinos, 950 – São Leopoldo - RS  
jcopetti@unisinos.br

**Mario Henrique Macagnan**

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS  
mhmac@unisinos.br

**Lierson de Bona**

Universidade do Vale do Rio dos Sinos – UNISINOS

**Cristiane Schweinberger**

Universidade do Vale do Rio dos Sinos - UNISINOS

**Abstract**

*In seeking alternative environmentally friendly refrigerants to substitute R22 in many refrigeration applications, attention have been made in natural refrigerants, mainly propane (R290). This refrigerant is very convenient for small refrigeration units and heat pumps: its salient thermodynamics and transport characteristics. The aim of this paper is to investigate, both experimentally and theoretically, the performance of propane (R290) as refrigerant in a domestic air conditioning, originally made for using R22. In the theoretical study we used two simulation packages to evaluate the evaporator: NIST Cycle-D and NIST EVAP\_COND. The coefficient of performance (COP), refrigeration capacity, volumetric capacity, compressor power and pressure ratio were compared for both refrigerants. In the evaporator side, we analyze the heat transfer, pressure drop and air-refrigerant temperature distributions. An experimental setup was constructed to measure the operational parameters and evaluate the air conditioning system performance. The experimental results were compared with the theoretical values obtained from the two software, showing a good agreement.*

*Keywords: refrigeration, air conditioning, experimental analysis, hydrocarbons*

## ANÁLISE DO VAZAMENTO INTERNO DE GÁS SOBRE O DESEMPENHO DE COMPRESSORES DE PISTÃO ROLANTE

**Alberto R. Gomes**

Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
[alberto@polo.ufsc.br](mailto:alberto@polo.ufsc.br)

**César J. Deschamps**

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
[deschamps@polo.ufsc.br](mailto:deschamps@polo.ufsc.br)

**Resumo.** *Compressores de pistão rolante possuem grande aplicação em condicionadores de ar e refrigeradores. Um dos fatores mais importantes sobre a eficiência desse tipo de compressor é o vazamento interno de fluido refrigerante através das folgas de seus diversos componentes, bem como entre as câmaras de sucção e de compressão. A partir de um modelo termodinâmico, uma análise do efeito de vazamentos sobre o desempenho do compressor é realizada para dois compressores (volumes deslocados) e considerando a presença ou não de óleo lubrificante.*

*Palavras chave:* compressor de pistão rolante, eficiência energética de compressores, vazamentos em compressores.

### 1. Introdução

Até meados da década de 70, os compressores alternativos dominavam o mercado de refrigeração e condicionamento de ar. A confiabilidade era o fator de maior interesse e parâmetros como eficiência, peso e tamanho não tinham a mesma importância. Porém, com o aumento do preço dos combustíveis e a necessidade crescente de conservação dos recursos energéticos, estes parâmetros começaram a ser requisitos cruciais para a indústria de refrigeração e condicionamento de ar. Com isso o compressor alternativo sofreu inúmeras modificações de projeto a fim de atender as novas necessidades. Neste mesmo período houve um grande desenvolvimento e aprimoramento das técnicas de fabricação, possibilitando que outros compressores, tais como o de pistão rolante e o de espiras, limitados até então por problemas de selagem e tolerâncias de montagem, pudessem ser produzidos em grande escala. Atualmente estes compressores dominam o mercado de condicionamento de ar, com destaque aos compressores rotativos de pistão rolante que predominam as aplicações residenciais com capacidades de refrigeração desde 5.000 até 30.000 Btu/h. Além disto, o surgimento de novas necessidades em refrigeração e condicionamento de ar vêm possibilitando a utilização desses compressores em outras aplicações, o que tem aumentado ainda mais o interesse em pesquisas nesta tecnologia de compressão.

Conforme pode ser visto na Figura 1, no compressor de pistão rolante a câmara de compressão é composta por dois cilindros: um fixo e outro móvel. O cilindro móvel, também denominado de pistão rolante, é montado ao excêntrico do eixo de acionamento e gira dentro do cilindro fixo. Uma palheta, pressionada por uma mola, é empurrada contra o pistão rolante formando as câmaras de sucção e de descarga. Diferentemente do compressor alternativo, não há a necessidade de válvulas de sucção, sendo que os processos de sucção e descarga são realizados simultaneamente.

Na Figura 2 pode-se observar a evolução do ciclo de operação de um compressor de pistão rolante. À medida que o pistão rolante gira o volume da câmara de sucção aumenta, reduzindo a pressão interna e succionando o vapor para o interior da câmara. É necessária então, uma revolução completa do pistão rolante para que preencha completamente a câmara de sucção. Após o enchimento, o pistão rolante começa a segunda revolução, comprimindo o vapor succionado no ciclo anterior. O processo de descarga ocorre quando a pressão dentro da câmara de compressão estabelece uma diferença de pressão com a linha de descarga, suficiente para abrir a válvula de descarga, usualmente de funcionamento automático.

Deve ser observado que, em uma mesma revolução, os processos de sucção e compressão ocorrem simultaneamente. Assim, enquanto a câmara de sucção está succionando vapor, a câmara de compressão comprime o vapor succionado no ciclo anterior. Em função disto, o processo apresenta um padrão mais contínuo, com menos pulsação, comparado aos compressores alternativos, nos quais em um mesmo ciclo ocorrem os processos de sucção e de descarga.

Devido as suas características geométricas, um aspecto fundamental para a eficiência do compressor de pistão rolante é o vazamento de fluido refrigerante. Além de afetar diretamente a eficiência volumétrica, os vazamentos comprometem também a eficiência isentrópica, pois grande parte do vazamento se refere a um fluido que já havia sido comprimido. Deste modo, o conhecimento dos fenômenos físicos e dos principais aspectos que atuam sobre o vazamento é de extrema importância para o projeto de um compressor de elevada eficiência energética.

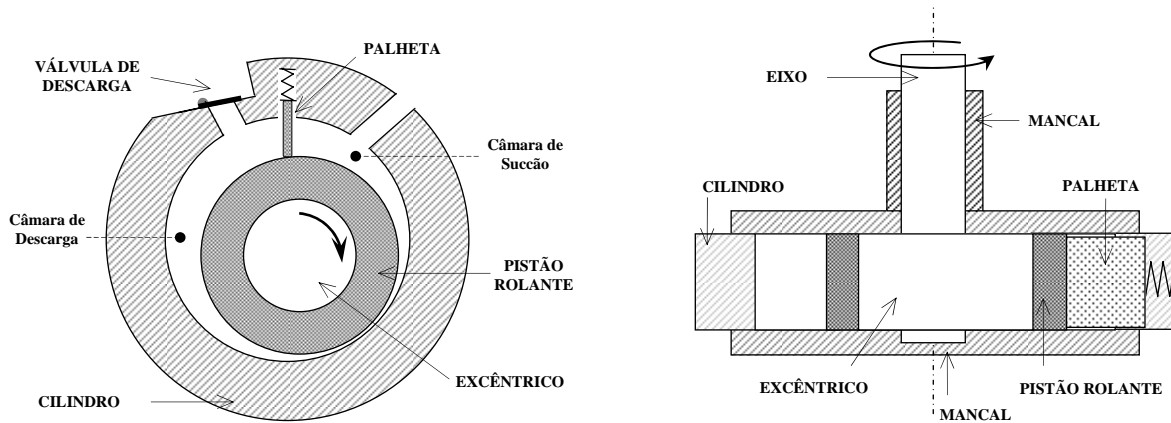


Figura 1 - Esquema típico de um compressor rotativo de pistão rolante.

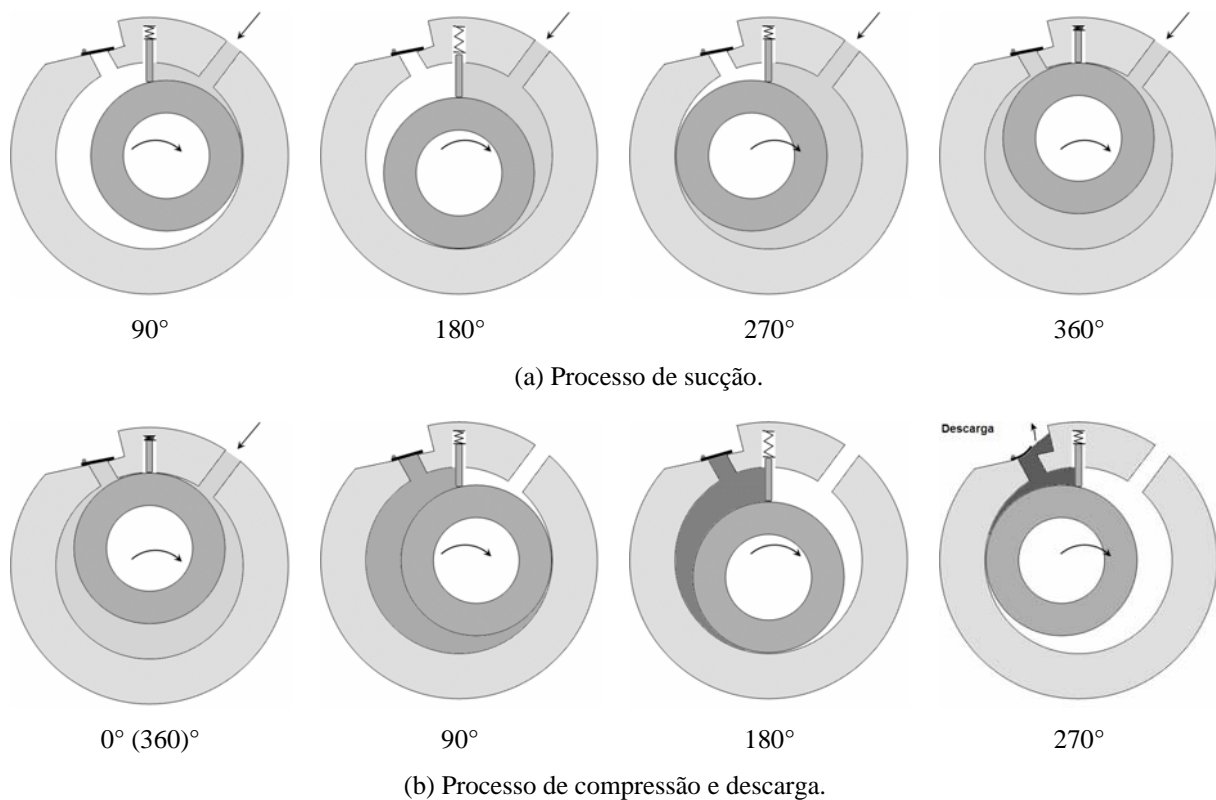


Figura 2 - Processo de compressão do compressor rotativo de pistão rolante.

Padhy *et al.* (1994) apresentam uma modelagem matemática para a transferência de calor em um compressor rotativo de pistão rolante. O modelo apresentado baseia-se em balanço térmico utilizando a primeira lei da termodinâmica e conservação da massa para o cálculo das propriedades durante o processo de compressão dentro do cilindro. Os coeficientes de transferência de calor são calculados por equações empíricas/teóricas, adaptadas a cada parte do compressor. São utilizados modelos para calcular as perdas por fricção entre as partes móveis. Sendo estas juntamente com as perdas elétricas consideradas como fontes de calor adicional no sistema de equação de transferência de calor. Os modelos desenvolvidos são capazes de estimar a temperatura em diferentes pontos do compressor, calcular a transferência de calor entre os componentes e obter a perda mecânica entre as várias interfaces. Testes experimentais foram realizados para validação dos modelos, sendo que os resultados apresentaram boa concordância. Este trabalho auxiliou na compreensão sobre as perdas inerentes sob a eficiência energética desta tecnologia de compressão.

Com base nos modelos apresentados por Padhy *et al.* (1994), Puff *et al.* (1994) desenvolveram um código computacional para o funcionamento do compressor rotativo de pistão rolante. Neste apresentam uma modelagem tanto para cálculo do processo de compressão, como para as perdas mecânicas e para a dinâmica do mecanismo. O código

também é bastante flexível permitindo algumas opções para o tipo de processo de compressão (politrópico ou primeira lei), considerações para o fluido refrigerante (gás ideal ou gás real) e modelos para cálculo dos coeficientes de transferência de calor. Este código servira de base para avaliação deste mecanismo de compressão no presente trabalho. Os modelos e equacionamento, juntamente com mais alguns modelos utilizados, serão apresentados nos próximos capítulos. Puff *et al.* (1994) realizaram também ensaios experimentais de eficiência e o levantamento de perfil térmico de um compressor rotativo de pistão rolante que foram comparados às simulações. Os resultados encontrados mostraram boa concordância. Mostrando desta forma, que o código apresentado representa uma excelente ferramenta para o estudo e projeto de compressores rotativos de pistão rolante.

Costa *et al.* (1990) propuseram um modelo para estimar a vazão de fluido refrigerante que ocorre por folgas do compressor, considerando um escoamento incompressível de óleo puro e avaliando o vazamento de refrigerante através de curvas da solubilidade de refrigerante em óleo na condição de equilíbrio. Além da proposição do modelo, uma outra grande contribuição de Costa *et al.* (1990) foi a visualização experimental do vazamento que evidenciaram a presença de bolhas de fluido refrigerante junto à folga mínima. Os autores concluíram sobre a necessidade de uma análise mais elaborada, considerando o escoamento bifásico, a fim de uma melhor compreensão e cálculo preciso do vazamento. Gasche (1996), dando continuidade aos trabalhos de Costa *et al.* (1990), realizou uma análise detalhada do vazamento pela folga mínima, descrevendo diversos modelos encontrados na literatura e propondo um modelo de escoamento bifásico para estimar o vazamento. O trabalho de Gasche (1996) se constitui em uma importante referência para a compreensão do escoamento e fenômenos envolvidos no vazamento pela folga mínima de compressores de pistão rolante.

O objetivo principal deste trabalho é apresentar uma análise do efeito do vazamento sobre o coeficiente de performance de compressores rotativos de pistão rolante. A partir de um modelo termodinâmico e modelos para os diferentes pontos de vazamento, a análise é realizada para duas capacidades de refrigeração e considerando a presença ou não de óleo lubrificante. Esta última visando novas aplicações em refrigeração e condicionamento de ar, cujo requisito seja a ausência de óleo no sistema.

## 2. Modelo termodinâmico e vazamentos

Inicialmente são apresentados os modelos que compõem o processo de compressão no compressor rotativo de pistão rolante. Em seguida são detalhados os pontos de vazamento e o modelo empregado para cálculo da vazão de fluido refrigerante em cada um destes pontos. O desenvolvimento aqui apresentado baseia-se nos trabalhos de Krueger (1988) e Gasche (1996). Maiores informações sobre os modelos podem ser encontrados nestes trabalhos. Estes modelos são empregados no código computacional utilizado neste trabalho para simulação do compressor rotativo.

### 2.1. Relações geométricas do cilindro

O volume e a taxa de variação do volume dentro da câmara de compressão são duas variáveis importantes na modelagem da dinâmica do pistão rolante e constituem em simples relações geométricas entre as partes do compressor.

O volume da câmara de compressão é dado por:

$$V_{cc}(\theta) = V_t - V_{cs}(\theta) - V_b(\theta) \quad (1)$$

onde,

$$V_t = \left[ \pi H_c (R_c^2 - R_p^2) \right] + \left[ \frac{\pi D_{od}^2}{4} H_{od} \right] \quad (2)$$

$$V_{cs}(\theta) = \left[ \frac{1}{2} R_c H_c \theta \right] - \left[ \frac{1}{2} R_p^2 H_c (\theta + \arcsen(ER \sen \theta)) \right] - \left[ \frac{1}{2} e \sen \theta H_c C \right] - \frac{V_b(\theta)}{2} \quad (3)$$

$$V_b(\theta) = H_c B_b D - 2V_4 \quad (4)$$

$$V_4(\theta) = A_4 H_c \quad (5)$$

$$A_4 = \frac{R_b B_b}{2} - \frac{B_b R_b \cos(\alpha)}{4} - \frac{R_b^2 \alpha}{2} \quad (6)$$

$$C = e \cos \theta + R_p \sqrt{1 - ER^2 \sen^2 \theta} \quad (7)$$

$$ER = \frac{e}{R_p} \quad (8)$$

$$D = R_c - C \quad (9)$$

$$\alpha = \arcsen\left(\frac{B_b}{2R_b}\right) \quad (10)$$

Nas expressões acima,  $R_c$  é o raio do cilindro fixo,  $H_c$  é a altura do cilindro fixo,  $R_p$  é o raio do externo do pistão rolante,  $R_b$  é o raio da ponta da palheta,  $B_b$  é a espessura da palheta,  $D_{od}$  é o diâmetro do orifício de descarga,  $H_{od}$  é altura do orifício de descarga,  $e$  é a excentricidade e  $\theta$  é a posição angular do eixo de acionamento.

A taxa de variação do volume é dada por:

$$\dot{V}_{cc}(\theta) = \frac{dV_{cc}}{dt} = \frac{\partial V_{cc}}{\partial \theta} \frac{d\theta}{dt} \quad (11)$$

Assumindo que a velocidade de rotação do eixo de acionamento é constante e sabendo que  $\theta(t) = \varpi t$ , onde  $\varpi = 2\pi N$  é a velocidade angular e  $N$  é a rotação por segundo (rps) do eixo de acionamento, obtém-se:

$$\dot{\theta}(t) = \frac{d\theta}{dt} = \varpi \quad (12)$$

Desenvolvendo a Eq. (11), utilizando as equações 1, 2, 3, 4 e 5, pode-se determinar a equação final para a taxa de variação do volume dependente dos parâmetros geométricos e rotação do eixo de acionamento.

## 2.2. Modelo termodinâmico

A determinação da pressão dentro da câmara de compressão é realizada através da equação da conservação de energia, aplicada a um volume de controle envolvendo o gás contido no interior da câmara de compressão e orifício de descarga:

$$\dot{Q}_w + \dot{W}_i = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i e_i dV + \int_{sc} \rho_j (e_j + p_j v_j) \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (13)$$

Na equação acima, as seguintes hipóteses foram consideradas: i) as temperaturas das paredes expostas à troca de calor são consideradas constantes; ii) as propriedades do gás são uniformes no interior de cada volume de controle; iii) o volume de controle de sucção expande enquanto o de compressão contrai; iv) o fluxo de gás é turbulento no interior do volume de controle; v) a troca de calor com o óleo lubrificante é desprezível no interior do cilindro.

Na Eq. (13), o subscrito  $i$  refere-se ao interior do cilindro e o  $j$  refere-se às fronteiras, enquanto que a energia específica  $e = u + V^2/2 + gz$ . As contribuições da energia cinética e da energia potencial são insignificantes comparadas a energia interna, podendo assim ser desprezadas. Considerando a relação da termodinâmica entre entalpia e energia interna,  $h = u + pv$ , pode-se escrever a equação da conservação da energia na seguinte forma:

$$\dot{Q}_w + \dot{W}_i = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i dV + \int_{sc} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (14)$$

onde  $\dot{Q}_w$  é a taxa de transferência de calor por convecção entre as paredes do cilindro e o gás, dada por:

$$\dot{Q}_w = h_t A_t (T_{parede} - T) \quad (15)$$

onde  $A_t$  é a área de troca de calor,  $T_{parede}$  é a temperatura da parede do cilindro,  $T$  é a temperatura do gás no interior do cilindro e  $h_t$  é o coeficiente de troca de calor por convecção. De uma forma geral este coeficiente é calculado através de uma definição conveniente do número de Nusselt,  $Nu$ , definido para uma dimensão característica  $D$ , e obtido através de correlações experimentais.

Já  $\dot{W}_i$  é o trabalho líquido realizado pelo gás.

$$\dot{W}_i = p_i \frac{dV_i}{dt} \quad (16)$$

Os dois termos no lado direito da Eq. (14) podem ser representados da seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i dV = \frac{d}{dt} (m_i u_i) = m_i \frac{du_i}{dt} + u_i \frac{dm_i}{dt} \quad (17)$$

$$\int_{sc} \rho_j h_j \vec{V} \cdot d\vec{A} = \dot{m}_j h_j \quad (18)$$

Através de relações termodinâmicas pode-se chegar finalmente a seguinte expressão para variação da temperatura no volume de controle ao longo do tempo:

$$\frac{dT}{dt} = \frac{1}{m_i C v_i} \left[ h_t A_t T_{parede} - \dot{m}_j h_j - \frac{dm_i}{dt} h_i - T \left( h_t A_t + \frac{\partial p_i}{\partial T} \Big|_v \frac{dV}{dt} - v_i \frac{\partial p_i}{\partial T} \Big|_v \frac{dm_i}{dt} \right) \right] \quad (19)$$

Juntamente com a equação da conservação da massa é possível determinar  $\dot{m}_j$  e  $dm_i/dt$ . Nestas parcelas se encontra a influência do vazamento de massa nas diversas folgas do compressor. No ciclo de operação do compressor as duas câmaras, de compressão e sucção, são avaliadas simultaneamente.

A variação da pressão com a temperatura  $(\partial p/\partial T)_v$  é calculada analiticamente derivando a equação de estado de Martin-Hou a volume constante, enquanto a variação do volume com o tempo  $(\partial V/\partial t)$  é calculada numericamente.

O escoamento de gás refrigerante na válvula de descarga e pelo orifício de sucção são modelados como escoamento compressível através de um bocal convergente, com condições de estagnação a montante e com áreas efetivas de escoamento obtidas através de simulação numérica.

Alem dos modelos termodinâmicos o código possui uma abordagem para o balanço de forças e dinâmica do mecanismo, podendo estimar as forças exercidas sobre o mecanismo durante o processo de compressão e calcular as perdas mecânicas envolvidas. As perdas elétricas são estimadas através da eficiência do motor elétrico obtida em literatura.

### 2.3. Modelos para vazamentos

Durante a operação do compressor rotativo de pistão rolante, uma grande quantidade de óleo é bombeada para as câmaras de compressão e sucção. Este óleo tem por função lubrificar as partes móveis e selar o vazamento de gás refrigerante. Porém mesmo assim, o óleo que vaza transporta uma quantidade considerável de fluido refrigerante dissolvido. Desta forma, mesmo com a presença de óleo, folgas de pequenas proporções são requeridas para obter eficiências volumétricas elevadas.

A Fig. 3 mostra os principais pontos de vazamento de gás para um compressor rotativo de pistão rolante: (1) através do ponto de contato entre pistão rolante e cilindro (folga mínima); (2) através da palheta e cilindro; (3) através das laterais da palheta; (4) através das laterais do pistão rolante e (5) através do ponto de contato entre palheta e pistão rolante.

Estes pontos ilustram o caminho preferencial do vazamento: da câmara de compressão e do meio interno da carcaça para a câmara de sucção. Todavia uma pequena parcela de refrigerante vaza para a câmara de compressão, enquanto a mesma esta com a pressão inferior a pressão de descarga, no início do processo.

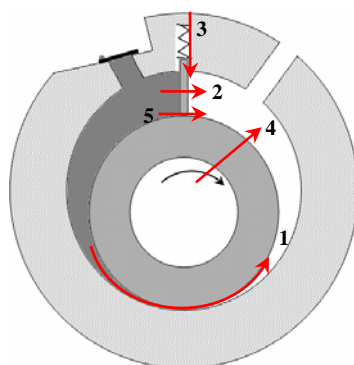


Figura 3 – Principais pontos de vazamento em um compressor de pistão rolante.

No presente trabalho o vazamento através do ponto de contato entre a palheta e pistão rolante (5) é considerado nulo. Isto se deve a hipótese de contato permanente entre pistão rolante e a palheta durante o processo. Na prática, esta hipótese pode ser alcançada com o projeto adequado do sistema palheta/mola, fazendo com que a frequência natural do sistema seja diferente da frequência de operação do compressor e aplicando uma pré-tensão na mola da palheta.

A seguir são descritos os modelos para os pontos de vazamento, considerando duas possibilidades: com e sem a presença de óleo. Na possibilidade com óleo, os modelos consideram o fluxo de óleo pelas folgas e, através da curva de solubilidade da mistura óleo / refrigerante, avaliam o vazamento de fluido refrigerante. Desta forma, torna-se essencial o conhecimento de curvas de solubilidade para cada par óleo/refrigerante a ser simulado.

### 2.3.1 Modelos para vazamento através do ponto de contato entre pistão rolante e cilindro - folga mínima (1)

O vazamento pela folga mínima representa o maior vazamento de refrigerante em compressores rotativos de pistão rolante. Devido a esta importância vários trabalhos foram desenvolvidos a fim de estudar e conhecer a fundo as características do escoamento nesta região. Em Ferreira *et al.* (1992) analisaram este escoamento e propõe ao final um modelo analítico (equação 25) para ao fluxo de óleo pela folga mínima, o qual será utilizado neste trabalho.

$$\dot{m}_{oleo1} = 0.0162 \mu \delta_{min} \left[ (P_{up} - P_{do}) \rho_{oleo} \left( \frac{\delta_{min}}{\mu} \right)^2 \right] \left[ \frac{H_c}{\delta_{min}} \right]^{-0.504} \quad (20)$$

onde  $\delta_{min}$  é a folga radial (folga mínima) entre pistão rolante e cilindro.

Com base na solubilidade (*sol*) do refrigerante no óleo é possível obter o fluxo de refrigerante vazado.

$$\dot{m}_{gas1} = sol \dot{m}_{oleo1} \quad (21)$$

Para a condição sem óleo, todos os pontos de vazamento de gás são modelados como um escoamento isentrópico de gás ideal em um canal convergente divergente. Com isso utiliza-se a Eq. (22) para o cálculo de fluxo de refrigerante vazado.

$$\dot{m}_{gas} = A_{ef} P_{up} \left[ \frac{2k}{(k-1)RT_{up}} \right]^{1/2} \left[ r^{2/k} - r^{(k+1)/k} \right]^{1/2} \quad (22)$$

onde  $T_{up}$  é a temperatura a montante,  $r = P_{do} / P_{up}$  é a razão entre a pressão a jusante ( $P_{do}$ ) e a montante ( $P_{up}$ ). O modelo avalia a condição de escoamento crítico através da razão crítica de pressão:

$$r = r_c = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)} \quad (23)$$

### 2.3.2 Modelos para vazamento através da palheta e cilindro (2)

No caso do vazamento entre palheta e pistão rolante (2) foi modelado como escoamento isentrópico de gás ideal em um canal convergente divergente. A abordagem diferenciada neste ponto foi tomada devido à geometria da região de escoamento. Desta forma através da Eq. (22) obtém-se o fluxo de refrigerante em (2).

### 2.3.3 Modelos para vazamento através das laterias da palheta (3)

O fluxo de óleo através da palheta e o cilindro fixo (3) pode ser modelado como sendo um escoamento entre duas placas planas e paralelas. Considerando as hipóteses de regime permanente, propriedades constantes e fluxo laminar unidimensional, tem-se que:

$$\dot{m}_{oleo3} = \frac{H_c U \delta_{pc}}{2} - \frac{H_c \delta_{pc}^3}{12 \mu} \left( \frac{\partial P}{\partial x} \right) \quad (24)$$

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{P_d - P_{cil}}{L_b} \quad (25)$$



onde  $\delta_{pc}$ ,  $U$ ,  $\mu$  e  $\partial P/\partial x$  são, respectivamente, a folga palheta entre palheta e cilindro, a velocidade da palheta em cada instante de tempo, a viscosidade do óleo e a variação da pressão ao longo da placa. No presente caso  $\partial P/\partial x$  corresponde à razão da diferença de pressão entre a pressão de descarga ( $P_d$ ) e a pressão no interior da câmara de sucção ou de descarga ( $P_{cil}$ ) pelo comprimento da palheta ( $L_b$ ).

Para o fluxo de refrigerante tem-se que:

$$\dot{m}_{gas3} = sol \dot{m}_{oleo3} \quad (26)$$

### 2.3.4 Modelos para vazamento através das laterais do pistão rolante (4)

O fluxo de óleo através destas folgas foi modelado como um escoamento entre dois discos planos e paralelos. As hipóteses admitidas neste modelo foram a de escoamento homogêneo em regime permanente com propriedades constantes. Com isso a vazão de óleo é dada por:

$$\dot{m}_{oleo4} = \int_0^{\delta_p} \rho \cdot u \cdot 2\pi r dy \quad (27)$$

Desenvolvendo a expressão para o presente caso tem-se para a câmara de sucção,

$$\dot{m}_{oleo4suc} = \left(\delta_p^3 / 4\right) \frac{(P_d - P_{cil})}{24\mu\pi \ln(R_p / R_{pi})} \int_0^{2\pi} \theta d\theta \quad (28)$$

para a câmara de descarga,

$$\dot{m}_{oleo4des} = \left(\delta_p^3 / 4\right) \frac{(P_{cil} - P_d)}{24\mu\pi \ln(R_p / R_{pi})} \int_0^{2\pi} (2\pi - \theta) d\theta \quad (29)$$

onde  $\delta_p$  é a folga entre a palheta e o cilindro (em relação a suas alturas) e  $R_{pi}$  é o raio interno do pistão rolante.

Para o fluxo de refrigerante tem-se:

$$\dot{m}_{gas4suc} = sol \dot{m}_{oleo4suc} \quad (30)$$

$$\dot{m}_{gas4des} = sol \dot{m}_{oleo4des} \quad (31)$$

## 4. Resultados e discussões

A condição de operação adotada foi HBP em Check Point, com fluido refrigerante R22 e frequência de operação do compressor de 60 Hz. A avaliação do vazamento é realizada para dois volumes deslocados, 10 e 36.5 cm<sup>3</sup>/rev; e com ou sem a presença de óleo no sistema. Ou seja, além de avaliar a importância do vazamento no desempenho do compressor em duas capacidades de refrigeração, a influência da presença de óleo no sistema também foi incluída na análise. A partir de catálogos de fabricantes, observa-se que para as condições acima as capacidades de refrigeração deveriam estar situadas entre 7.200 e 30.000 Btu/h.

Para todas as simulações foram utilizadas as mesmas folgas nas regiões de vazamento, mostradas na Tab. 1. Estes valores são baseados em medições e tolerâncias de fabricação e montagem existentes. Naturalmente, uma outra possibilidade de investigação poderia ser a análise do efeito das próprias dimensões das folgas sobre o vazamento.

Tabela 1 – Folgas assumidas no compressor.

Ponto de Vazamento	Folga (µm)
Pistão rolante e cilindro - Folga Mínima (1)	23,5
Palheta e Cilindro (2)	12,0
Laterais da palheta (3)	18,0
Laterais do pistão rolante (4)	13,0

A Tab. 2 mostra os resultados da simulação para os dois compressores com e sem a presença de óleo. Observa-se que para a condição sem óleo o fluxo de massa cai em 55% para o volume deslocado de 10 cm<sup>3</sup>/rev e 44% para o volume deslocado de 36.5 cm<sup>3</sup>/rev, reduzindo assim de forma dramática a capacidade de refrigeração.

Tabela 2 – Influência do vazamento sobre o desempenho do compressor.

Descrição		10 cm <sup>3</sup> /rev		36,5 cm <sup>3</sup> /rev	
		Com Óleo	Sem Óleo	Com Óleo	Sem Óleo
Fluxo de Massa	[kg/h]	40,1	18,5	157,7	88,2
Capacidade de Refrigeração	[Btu/h]	7104	3279	27950	15637
COP <sub>pv</sub>	[W/W]	4,12	1,73	4,28	2,06

A influência da presença de óleo no vazamento pode ser verificada através da Tab. 3, onde compara-se a vazão de refrigerante que vaza pelas folgas com aquela que é succionado pelo compressor. Nota-se que o óleo no sistema, além de lubrificar as partes móveis do compressor, funciona como um selo efetivo entre as câmaras de compressão e de sucção. Por exemplo, a ausência de óleo implica em níveis de vazamento da ordem de grandeza do fluxo real bombeado, afetando diretamente a capacidade e o coeficiente de performance termodinâmico (COP<sub>pv</sub>) do compressor, como já visto na Tab. 2.

Tabela 3 – Análise do fluxo de massa [kg/h] perdido por vazamento.

Descrição	10 cm <sup>3</sup> /rev		36,5 cm <sup>3</sup> /rev	
	Com Óleo	Sem Óleo	Com Óleo	Sem Óleo
Fluxo de Massa Succionado	48,33	48,33	176,33	176,33
Fluxo de Massa Perdido por Vazamento	1,95	23,57	2,21	70,82
Fluxo de Massa Bombeado	40,10	18,50	157,70	88,20
Relação entre Fluxos $F_{\text{vazamento}}/F_{\text{succionado}}$	0,04	0,49	0,01	0,40

Outro resultado importante é a importância relativa de cada ponto de vazamento sobre a perda de capacidade e vazamento total, ilustrada nas Figs. 4 e 5 e discriminada na Tab. 4. Os resultados mostram, em ambas as condições, que o vazamento pela folga mínima é de grande relevância, um aspecto também relatado em outros trabalhos dedicados à análise do vazamento em compressores de pistão rolante. Outro ponto de vazamento importante no compressor, com a presença de óleo, acontece entre as superfícies da palheta e do cilindro (2). Nos demais pontos a presença de óleo minimiza as perdas por vazamento. Já para o compressor sem óleo o vazamento é significativo em praticamente todos os pontos, representando um grande impacto sobre a eficiência do compressor.

Tabela 4 – Fluxo de massa [kg/h] perdido em cada ponto de vazamento.

Descrição	10 cm <sup>3</sup> /rev		36,5 cm <sup>3</sup> /rev	
	Com Óleo	Sem Óleo	Com Óleo	Sem Óleo
(1) - Fluxo na folga mínima	1,01	8,68	1,78	23,87
(2) - Fluxo pela palheta e cilindro	0,87	0,94	0,36	0,40
(3) - Fluxo na face de sucção da palheta	0,07	5,03	0,07	12,80
(4) - Fluxo face de sucção do pistão rolante	0,00	8,93	0,01	33,75
Fluxo de Massa Perdido por Vazamento	1,95	23,57	2,21	70,82

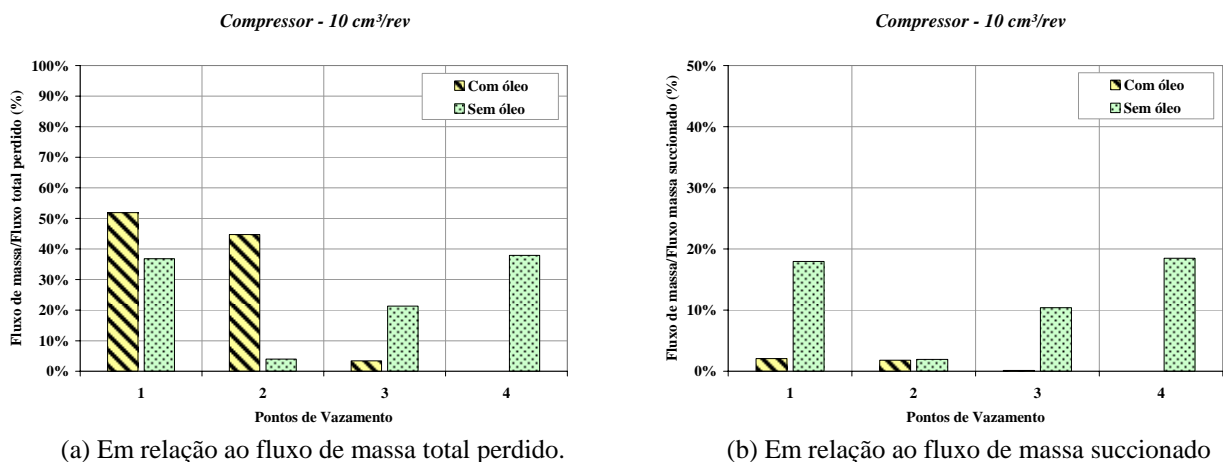


Figura 4 – Importância relativa dos pontos de vazamento – compressor de 10 cm<sup>3</sup>/rev.

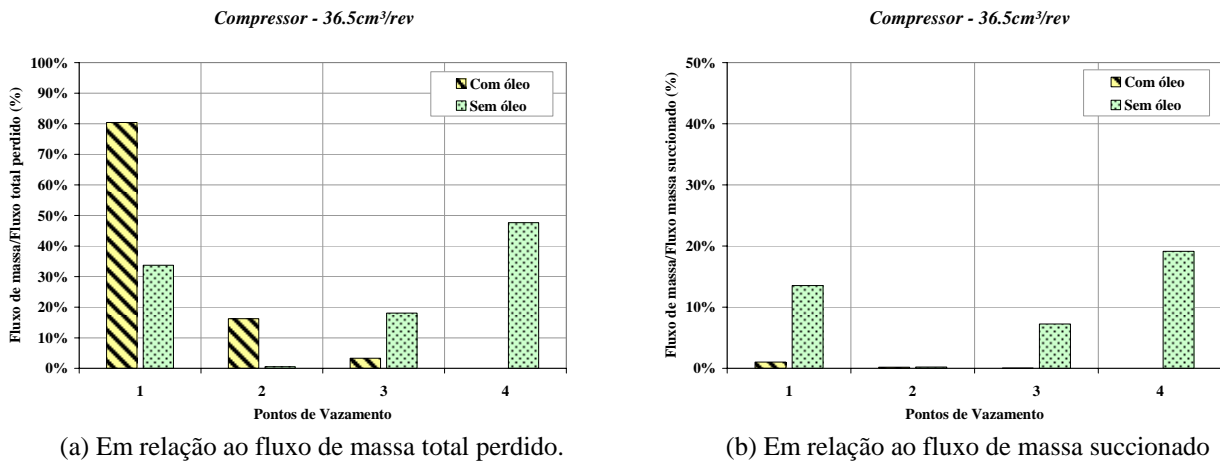


Figura 5 – Importância relativa dos pontos de vazamento – compressor de 36,5 cm<sup>3</sup>/rev.

## 5. Conclusões

A partir dos resultados gerados no presente trabalho, e considerando as tolerâncias fabricação atuais, conclui-se que a presença de óleo é fundamental para o desempenho do compressor de pistão rolante. Além de sua função de lubrificação de peças móveis, o óleo atua como um selo entre regiões com pressões diferentes de pressão durante o processo de compressão. De fato, a ausência de óleo gera níveis de vazamentos da ordem do fluxo de massa bombeado. O vazamento neste tipo de compressor, além de reduzir a capacidade de refrigeração, afeta também o seu desempenho pois uma parcela do trabalho de compressão do refrigerante é perdida através vazamento. O vazamento é mais influente em compressores de baixa capacidade. Portanto, nestes compressores, além da presença obrigatória de óleo é necessário um controle muito mais rigoroso das dimensões das folgas, objetivando sempre minimizá-las, mas sem aumentar em excesso a perda mecânica devido ao atrito. Em relação à importância dos pontos de vazamento, verifica-se que a folga mínima é de extrema importância para o controle do vazamento. Assim, uma geometria adequada e tolerâncias de fabricação e montagem são requeridas para o bom funcionamento do compressor de pistão rolante.

## 6. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio da Empresa Brasileira de Compressores S.A. (EMBRACO), da Financiadora de Estudos e Projetos (FINEP) e da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) para a realização deste trabalho.

## 7. Referências

- Krueger, M., 1988, "Theoretical simulation and experimental evaluation of an hermetic rolling piston rotary compressor", M.Sc. Thesis, School of Mechanical Engineering, Purdue University, West Lafayette, USA.
- Costa, C.M.F.N., Ferreira, R.T.S., Prata, A.T., 1990, "Considerations about the leakage through the minimal clearance in a rolling piston compressor". Proc. Purdue Compressor Technology Conference, West Lafayette, USA, pp. 853-862.
- Padhy, S. K., Dwivedi, S. N., 1994, "Heat transfer analysis of a rolling-piston rotary compressor", International Journal of Refrigeration, vol. 17, n 6., pp. 400-410.
- Puff, R., Souza, E. A., 1994, "Programa para análise do desempenho de compressores rotativo de pistão rolante", Relatório de Engenharia, EMBRACO, Joinville, Brasil.
- Ooi, K. T., Wong, T. N., 1997, "A computer simulation of a rotary compressor for household refrigerators", Applied Thermal Engineering, v. 17, pp 65 - 78.
- Ferreira, R.T.S., Lillie, D.E.B., Gasche, J.L., Prata, A.T., 1992, "Bicylindrical coordinate formulation for the leakage flow through the minimal clearance in a rolling piston compressor", Proc. International Compressor Engineering Conference at Purdue, West Lafayette, USA, pp. 393-404.
- Gasche, J.L., 1996, "Escoamento de óleo e refrigerante pela folga radial de compressores rotativos de pistão rolante". Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil.

## **ANALYSIS OF INTERNAL GAS LEAKAGE ON ROLLING PISTON COMPRESSOR EFFICIENCY**

Alberto R. Gomes  
Programa de Pos Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
alberto@polo.ufsc.br

César J. Deschamps  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
deschamps@polo.ufsc.br

### **Abstract**

Rolling piston compressors are widely used in air conditioners and commercial refrigeration units. A key aspect for the efficiency of this type of compressor is the internal gas leakage that occurs through clearances between high and pressure regions. In this paper, a thermodynamic model is adopted to analyze the gas leakage effect on the compressor performance for two refrigeration capacities, with and without the use of oil as a sealant. Results are prepared to show the impact of leakage on refrigeration capacity and COP and also to identify the most influential clearances in the compressor.

Keywords: rolling piston compressor, compressor efficiency, leakage.

## Modelação da Transferência de Calor em Compressores do Tipo Espiral

**Isabel da Silveira Lima**

POLO – Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
isabel@polo.ufsc.br

**César J. Deschamps**

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
deschamps@polo.ufsc.br

**Resumo.** O trabalho consiste na modelação termodinâmica de compressores do tipo espiral, com ênfase na transferência de calor durante o processo de compressão. As equações de conservação da massa e energia são resolvidas de forma acoplada entre as diversas câmaras de compressão. Investigam-se diferentes correlações para a avaliação da transferência de calor junto às paredes sólidas das espirais do compressor. A análise do efeito da transferência de calor sobre o ciclo de compressão é realizada tomando como referência um processo politrópico, a partir de resultados de diagramas de pressão e temperatura ao longo do processo de compressão e do coeficiente de desempenho do compressor.

**Palavras chave:** compressor do tipo espiral, compressor scroll, refrigeração.

### 1. Introdução

A concepção do compressor do tipo espiral, ou simplesmente *scroll*, é bastante antiga mas, devido às restritivas tolerâncias exigidas na fabricação de suas partes, apenas na década de 70 foi viabilizada na forma de um produto. Atualmente, esse mecanismo vem sendo amplamente utilizado nas indústrias de refrigeração, bomba de calor, ar condicionado residencial e comercial, bem como ar condicionado automotivo. Isso se deve, principalmente, a um número de características positivas, tais como eficiência elevada, grande confiabilidade, poucas partes móveis, tamanho reduzido e baixos níveis de ruído e vibração.

O princípio de compressão no compressor scroll baseia-se em duas espirais idênticas, uma móvel e uma fixa, acopladas com uma diferença de fase de 180°. A geometria e a configuração dessas espirais definem uma excentricidade, a qual permite que a espiral móvel desenvolva uma trajetória orbital em torno da fixa. Durante esse movimento, elas se tocam em inúmeros pontos e formam câmaras, cujos volumes decrescem em direção ao centro. O processo de compressão inicia-se na periferia das espirais, quando o gás é admitido e aprisionado após uma revolução. Posteriormente, o gás é gradativamente comprimido no interior das câmaras de compressão e, quando alcança a região central, é então descarregado (Fig. 1). A eficiência do compressor scroll é diretamente afetada pelos níveis de vazamento de gás através de folgas geométricas e pela transferência de calor junto às paredes sólidas. Portanto, a fim de se obter avaliações mais precisas do seu processo de compressão, a previsão do efeito desses aspectos deve constar no modelo termodinâmico.

Diversos trabalhos apresentando modelos termodinâmicos para compressores scroll estão disponíveis na literatura. Muitos deles, entretanto, não incluem um modelo específico para a transferência de calor, utilizando simplesmente expoentes politróticos para caracterizar o processo de compressão (Morishita, 1984; Li *et al.*, 2005). No entanto, Chen *et al.* (2002) apresentou um modelo detalhado incorporando a primeira lei da termodinâmica, bem como o cálculo de parâmetros geométricos, fluxo de massa e vazamentos. Alguns trabalhos experimentais investigaram a distribuição de temperatura ao longo das espirais (Lin *et al.*, 2005) e demais partes do compressor (Wagner e Marchese, 1992); tais informações podem ser utilizadas como dados de entrada nas simulações da transferência de calor no processo de compressão.

A transferência de calor transiente por condução entre os pontos de contato das espirais foi analisada por Sunder (1997). Segundo ele, a troca de calor por convecção entre o gás e as paredes das espirais tende a apresentar uma resistência térmica maior do que àquela associada à condução pela base das mesmas. Por outro lado, Ooi e Zhu (2004) mostram, através de simulações numéricas, a importância do coeficiente de convecção entre o gás e as paredes no processo de compressão em um compressor scroll. A partir da comparação entre os dados numéricos e aqueles gerados com base nas correlações empíricas existentes para outros tipos de compressores, Ooi e Zhu (2004) concluíram que as mesmas não são apropriadas para prever a transferência de calor no compressor scroll.

Buscando a adequação das correlações ao processo físico real, Chen *et al.* (2002) propuseram o uso da correlação de um trocador de calor espiral para o cálculo do coeficiente de convecção, de tal forma a considerar o efeito de curvatura da geometria sobre o mecanismo da transferência de calor. Porém, em trabalho posterior, Groll *et al.* (2004) compara tal modelo com dados experimentais e atribui a discrepância encontrada entre os resultados ao movimento da espiral móvel, afirmando que este aumenta os níveis do coeficiente de troca de calor. Com base nessa observação Jang e Jeong (2006) desenvolvem uma correlação, a qual inclui tanto o efeito de curvatura quanto o da oscilação da espiral móvel.

O presente trabalho tem como objetivo principal uma análise das diversas correlações utilizadas na modelagem da troca de calor em compressores scroll, através das suas implementações em um modelo termodinâmico que inclui a avaliação da vazão gás, vazamentos e a performance do compressor. O efeito de transferência de calor é verificado através da comparação dos diversos resultados, incluindo aqueles originados pela adoção de um expoente politrópico.

## 2. Modelo do Processo de Compressão

O ciclo de operação se inicia na sucção, a qual ocorre em um período de uma revolução completo do eixo. O processo de compressão ocorre imediatamente após o término da sucção e vai até o ângulo de descarga. Durante esse espaço de tempo, o número de revoluções dado pela espiral móvel, e conseqüentemente o número de câmaras formadas, é função do número de voltas das espirais. Quando o ângulo de descarga é atingido, ocorre a união da penúltima com a última câmara. Neste instante, caso o mecanismo não possua válvula, o processo de descarga se inicia, perdurando por uma revolução. O ângulo de descarga  $\theta_d$  em função da razão de volume pode ser obtido em Morishita (1984)

O modelo termodinâmico do processo de compressão do compressor scroll deve primeiramente calcular parâmetros geométricos, como a variação do volume com a posição angular. Posteriormente, propriedades tais como massa, temperatura e pressão em relação ao ângulo de órbita  $\theta$  são obtidas, simultaneamente em cada câmara, com base nas equações de conservação e de estado.

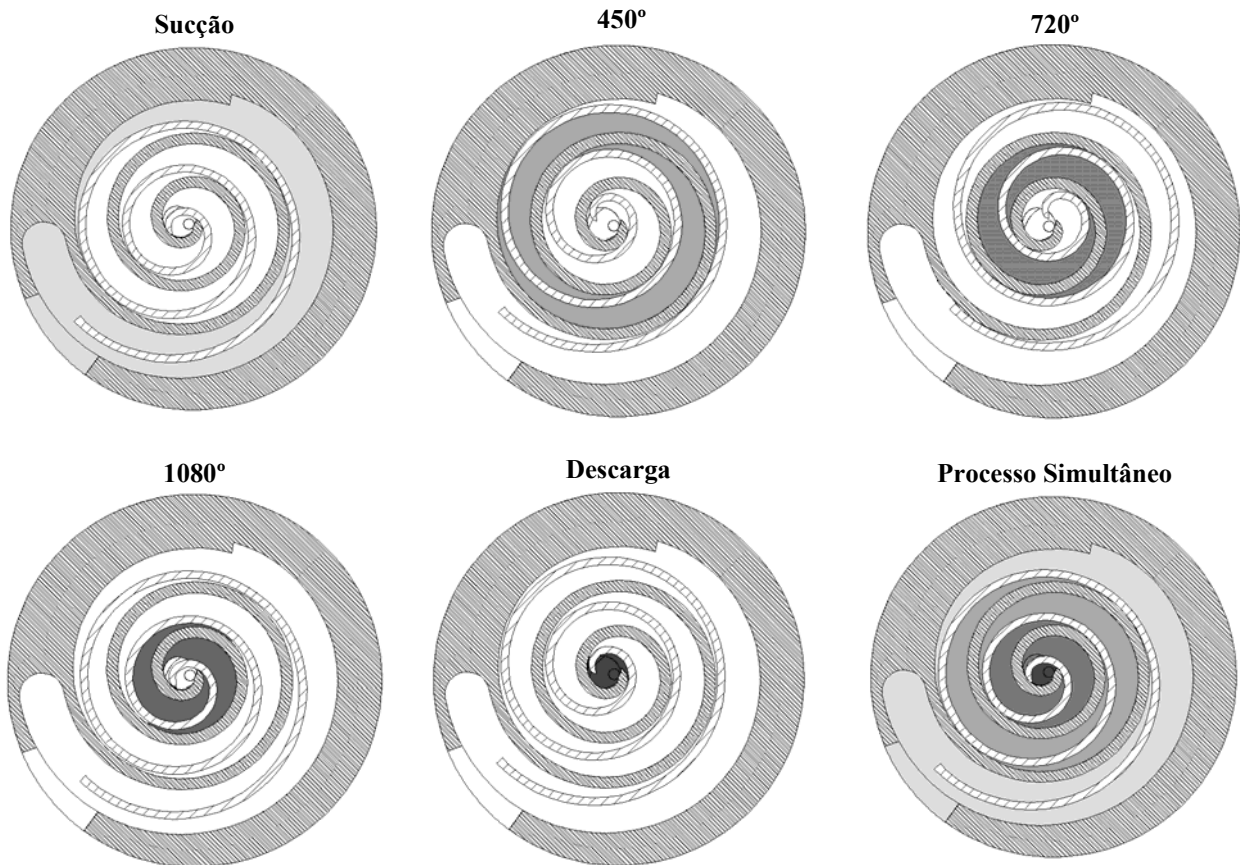


Figura 1. Processo de compressão.

### 2.1. Equações Governantes

A equação de conservação da massa deve considerar vazamentos além da massa bombeada ao longo das câmaras. O balanço de massa é dado por:

$$\frac{\partial m}{\partial \theta} = \frac{(\sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s)}{\omega} \quad (1)$$

onde  $m$  é a massa na câmara, enquanto que  $\dot{m}_e$  e  $\dot{m}_s$  são os fluxos de massa entrando e saindo do volume em questão.

A partir da primeira lei da termodinâmica para um volume de controle, chega-se a seguinte relação para a variação da temperatura com o ângulo de órbita  $\theta$ :

$$\left(\frac{\partial T}{\partial \theta}\right)_i = \frac{1}{m_i c_v} \left[ -T_i \left[ \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_i \left(\frac{\partial V}{\partial \theta}\right)_i - \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_i \frac{v_i}{\omega} (\dot{m}_e - \dot{m}_s) + h_c \frac{At}{\omega} \right] - \left( \frac{\dot{m}_e}{\omega} (h_i - h_{i+1}) - h_c \frac{At}{\omega} T_p \right) \right] \quad (2)$$

onde o índice  $I < i < N$  indica a câmara em que a propriedade está sendo avaliada,  $c_v$  é o calor específico a volume constante,  $v$  é o volume específico,  $\omega$  é a rotação de operação em rad/s e  $h$  é a entalpia do gás. A pressão do gás e as demais propriedades termodinâmicas para um gás real são obtidas através código REFPROP 7.0. Para a hipótese de gás ideal tais propriedades podem ser obtidas pela relação de gás perfeito entre pressão e volume:  $Pv = RT$ . A entalpia, neste caso, é dada por  $h = c_p T$ , onde  $c_p$  é o calor específico à pressão constante.

Na Eq. (2) a única forma de transferência de calor considerada é a convecção entre o gás e as paredes das espirais, fenômeno este baseado em um coeficiente de troca  $h_c$ , na área de transferência de calor  $At$ , cujo valor é uma função da geometria do compressor, e na temperatura da parede da espiral na câmara  $T_p$ . Dessa forma, o calor trocado é dado por:

$$\dot{Q} = h_c At (T_i - T_p) \quad (3)$$

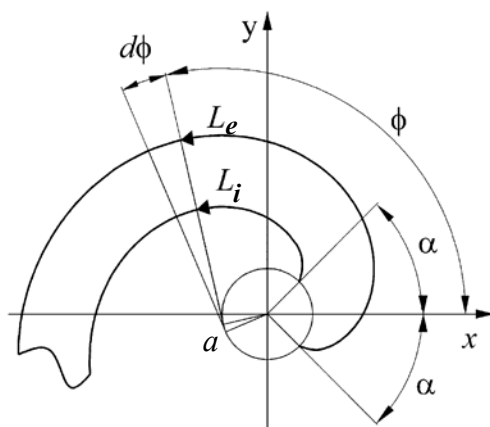
Quando se adota um modelo de compressão politrópico, como em Morishita (1984), as relações para o cálculo da pressão  $P_i$  e temperatura  $T_i$  exigem a utilização de um expoente politrópico  $n$ , conforme as expressões abaixo:

$$\frac{P_i}{P_s} = \left( \frac{m_i}{\rho_s \cdot V_i} \right)^n, \quad \frac{T_i}{T_s} = \left( \frac{P_i}{P_s} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (4)$$

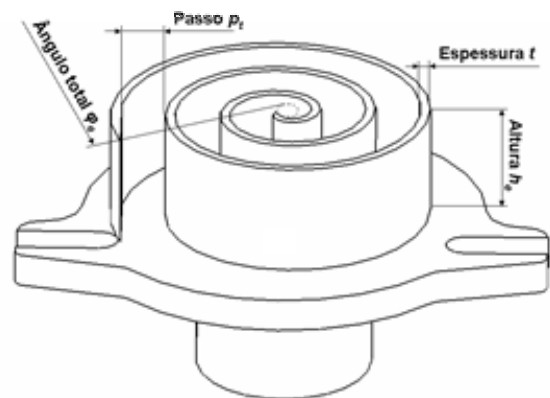
onde o subscrito  $s$  refere-se a propriedades na sucção, e o subscrito  $i$  refere-se a câmara em análise, sendo  $\rho$  a densidade.

## 2.2. Geometria

As espirais são os principais componentes do compressor scroll e são geradas a partir da curva evolvente de um círculo de raio  $a$  (Fig. 2a), sendo que a posição angular sobre essa curva é dada pelo ângulo da evolvente  $\phi$ . Os principais parâmetros das espirais podem ser verificados na Fig. 2b: o passo, dado por  $p_t = 2\pi a$ , a espessura  $t$ , a altura  $h_e$  e o ângulo total da evolvente  $\phi_e = 2\pi N + \alpha$ , onde  $N$  é o número de voltas. O ângulo de início da evolvente  $\alpha$  pode ser definido como a razão entre a espessura e o diâmetro do círculo de base. A excentricidade da órbita descrita pela espiral móvel é dada pela relação  $r_o = \pi \cdot a - t$ .



(a) Curva evolvente; adaptado de Kim *et al.* (2002)



(b) Parâmetros da bomba de compressão

Figura 2. Principais parâmetros geométricos.

A variação do volume em relação ao ângulo de órbita  $\theta$  pode ser verificada em Morishita *et al.* (1984). Com base nos parâmetros descritos acima, o volume deslocado do compressor  $V_d$  pode ser definido como:

$$V_d = (2N - 1) \cdot \pi \cdot p_t \cdot (p_t - 2 \cdot t) \cdot h_e \quad (5)$$

As câmaras formadas durante o movimento da espiral móvel, são delimitadas pelos pontos de contato. Segundo Chen *et al.* (2002) o ângulo de evolvente  $\varphi_i$  onde esses contatos ocorrem podem ser escritos em função do ângulo de órbita  $\theta$  para uma dada câmara  $i$ :

$$\varphi_i = \varphi_e - \theta - 2\pi(i - 1) \quad (6)$$

### 2.3. Avaliação de fluxos de massa

O fluxo de massa através da descarga é obtido através de um modelo de escoamento compressível isentrópico em um bocal convergente-divergente, utilizando um fator de correção  $C$ :

$$\dot{m} = C \cdot A \cdot P_{up} \cdot \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)T_{up}} \left[ \left( P_{down}/P_{up} \right)^{2/k} - \left( P_{down}/P_{up} \right)^{(k+1)/k} \right]} \quad (7)$$

onde  $P_{up}$  e  $P_{down}$  são as pressões a montante e a jusante, respectivamente;  $T_{up}$  é a temperatura a montante;  $k$  é a razão entre os calores específicos;  $R$  é a constante do gás e  $A$  é a área de passagem na descarga. Para condições de escoamento sônico a razão de pressão é dada por  $P_{down}/P_{up} = [2k/(k+1)]^{k/(k-1)}$ .

Apesar de tratar-se de um processo de compressão contínuo, as diferenças de pressão existentes entre as câmaras e a presença de folgas originam vazamentos, os quais podem ser divididos em dois tipos. O vazamento de topo ocorre entre as superfícies superior da espiral móvel e a base da fixa, bem como entre as superfícies inferior da espiral fixa e a base da móvel (Fig. 3a). O vazamento de flanco se dá entre os flancos das duas espiras (Fig. 3b), já que não existe um ponto de contato físico selando as câmaras. O fluxo de massa através das folgas é também avaliado pela Eq. (8). O fator de correção  $C$  para ambos vazamentos é igual a 0,1 segundo Kim *et al.* (2002). As áreas de vazamento  $A$  podem ser verificadas em Puff *et al.* (1992).

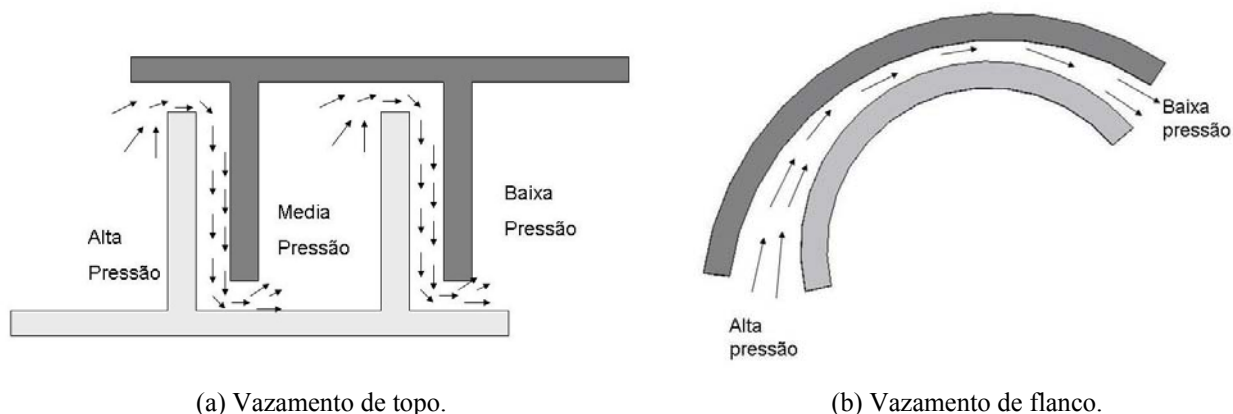


Figura 3. Formas de vazamento de topo.

Outro aspecto que reduz a capacidade do compressor é o aquecimento do gás proveniente da linha de sucção, visto que esse se encontra mais frio que as paredes internas do compressor. Conseqüentemente, o gás durante o processo de sucção terá sua densidade reduzida, o que leva a um decréscimo na quantidade de massa succionada, o qual pode ser avaliado por:

$$\dot{m}_{sup} = \dot{m} \cdot \left( \frac{\rho_{ls}}{\rho_s} - 1 \right) \quad (8)$$

onde  $\dot{m}$  é o fluxo de massa efetivamente bombeado pelo compressor,  $\rho_{ls}$  é a densidade na linha de sucção e  $\rho_s$  é a densidade na sucção. No presente trabalho, as condições de pressão e temperatura na linha de sucção e na sucção são dados de entrada. Assim, a perda por superaquecimento na sucção não é levada em consideração, independente se o



cálculo é realizado por um processo politrópico (Eq. 4) ou pela equação da conservação da energia (Eq. 2). Desta forma, a transferência de calor somente começa a ser calculada após o término da sucção. Este é um aspecto que impede uma análise do efeito da transferência de calor sobre o superaquecimento, e portanto também sobre a eficiência, do compressor. Por este motivo, a investigação a ser realizada neste trabalho foca o efeito da transferência de calor somente no processo de compressão.

### 3. Transferência de calor no processo de compressão

Em um compressor scroll, além do aquecimento do gás na sucção, a elevação da temperatura ocorre também devido ao aumento de pressão, associada à diminuição da câmara de compressão, e pela transferência de calor entre o gás e as paredes. O gás na região central do compressor encontra-se em uma temperatura mais elevada que as paredes e, portanto, a troca de calor ocorre do gás para as paredes, sendo que o inverso acontece nas câmaras de compressão mais externas do compressor. Isso mostra a relevância da avaliação da transferência de calor, uma vez que o trabalho de compressão pode ser alterado.

Na presente análise considera-se somente a transferência de calor devido à convecção entre o gás e as paredes das espirais, não incluindo portanto a condução através da base das espirais e nos pontos de contato entre as mesmas. Para a avaliação da troca de calor, Eq. (3), necessita-se do coeficiente de troca  $h_c$ , da temperatura da parede da espiral  $T_p$  e da área de transferência de calor  $A_t$ . Em relação à temperatura da parede, resultados de Jang e Jeong (2006) mostram que há uma decréscimo praticamente linear com o ângulo da evolvente  $\varphi$ . Tal comportamento será assumido nesta investigação. Além disto, a transferência de calor não é calculada durante o período de sucção e, assim, a sua influência sobre a eficiência volumétrica não é incluída na análise.

#### 3.1. Correlações para o cálculo do coeficiente de troca de calor

A precisão da previsão da transferência de calor no processo de compressão do compressor scroll está fortemente relacionada à correlação adotada para o cálculo do coeficiente de troca por convecção. As correlações utilizadas em compressores do tipo alternativo e rotativo não se aplicam ao compressor scroll, devido à sua distinta geometria e às características do escoamento. Abaixo são apresentadas algumas propostas da literatura para a avaliação da troca de calor em compressores scroll.

##### 3.1.1. Duto retangular uniforme

Sunder (1997) apresenta uma correlação para a estimativa do coeficiente de troca por convecção, considerando um escoamento através de um canal de seção retangular e uniforme, com altura e largura iguais a  $h_e$  e  $r_o$ , respectivamente, e expressa por:

$$h_c = 0,023 \frac{k_c}{D_h} Re^{0,8} Pr^{1/3} \quad (9)$$

sendo  $k_c$  a condutividade térmica e  $Pr$  o número de Prandtl do fluido. O diâmetro hidráulico  $D_h$  é tomado como sendo igual a  $2r_o$ , enquanto que o número de Reynolds  $Re$  é definido em função do fluxo de massa na sucção do compressor,  $\dot{m}_{sucção} = V_d \rho_s \omega$ :

$$Re = \dot{m}_{sucção} 2r_o / (r_o h_e \mu) \quad (10)$$

##### 3.1.2. Trocador de calor espiral

Chen *et al.* (2002) propôs o emprego de uma correlação desenvolvida para trocador de calor espiral, na qual o efeito de curvatura da espiras sobre  $h_c$  é incluído através do parâmetro  $D_h/r_m$ :

$$h_c = 0,023 \cdot (k_c / D_h) Re^{0,8} Pr^{0,4} (1,0 + 1,77 D_h / r_m) \quad (11)$$

O raio de curvatura médio  $r_m$  é definido em função dos ângulos de contato  $\varphi_i$  de uma dada câmara  $i$ :

$$r_m = a \left[ \frac{(\varphi_i - \alpha) + (\varphi_{i-1} - \alpha)}{2} \right] \quad (12)$$

No presente trabalho, ao invés de usar a definição de diâmetro hidráulico  $D_h (=4V_i/At)$  apresentada em Chen *et al.* (2002), adota-se a proposta de Sunder (1997), ou seja  $D_h = 2r_o$ . Conforme Groll *et al.* (2004) a correlação acima deve ser multiplicada por 1,5 a fim de considerar o distúrbio no escoamento causado pelo movimento da espiral móvel. Este aspecto é precisamente a motivação para a correlação proposta por Jang e Jeong (2006) e apresentada a seguir.

### 3.1.2. Duto retangular com parede oscilante

A fim de prever o efeito do movimento oscilatório da espiral móvel no coeficiente de transferência de calor, Jang e Jeong (2006) desenvolveram uma correlação para um escoamento com velocidade média  $U$  através de um duto retangular, cuja parede oscilava com uma frequência  $f$  e uma amplitude  $A$ . Para o caso do compressor scroll  $f$  é equivalente à frequência de operação  $f [Hz]$ , e  $A$  é a excentricidade  $r_o$ . Esses parâmetros definem o número de Strouhal:  $St = fA / U$ , o qual representa a relação entre as intensidades dos movimentos nas direções transversal e longitudinal do escoamento. A magnitude da velocidade  $U$  é obtida da vazão mássica  $\dot{m} = \rho U (r_o h_e)$  e o coeficiente de troca de calor por convecção é, então, dado por:

$$h_c = 0,023(k_c / D_h) Re^{0,8} Pr^{1/3} [1 + 3,5 D_h / D_c] \cdot [1 + 8,48(1 - e^{-5,35St})] \quad (13)$$

onde a definição de diâmetro hidráulico  $D_h$  é idêntica àquela adotada na Eq. (9) e  $D_c$  é o diâmetro de curvatura médio dado pela Eq. (12).

Nota-se que a correlação da Eq. (13) difere da Eq. (11) apenas devido ao termo  $[1 + 8,48(1 - e^{-5,35St})]$ , o qual representa o efeito da oscilação na transferência de calor. O termo  $[1 + 3,5 D_h / D_c]$  representa o efeito de curvatura das espirais.

## 4. Resultados

A análise da transferência de calor, de acordo com as diversas propostas apresentadas, é realizada para um compressor scroll com capacidade de 18000 Btu/h operando a uma frequência de 60 Hz, cujos principais parâmetros geométricos são indicados na Tab. 1. A condição de operação assume que as temperaturas de evaporação, condensação, subresfriamento e superaquecimento são iguais a 7,2 °C, 54,4 °C, 46,1 °C e 35,0 °C. Assume-se que a temperatura na sucção do compressor é igual 47 °C e que o fluido de trabalho é o refrigerante R22.

Tabela 1 – Parâmetros geométricos do compressor scroll: 18 000 Btu/h

Raio do círculo de base (mm)	1,85	Ângulo inicial da evolvente (°)	43,36°
Passo da espiral (mm)	11,62	Excentricidade (mm)	3,01
Espessura da espiral (mm)	2,8	Volume deslocado (cm <sup>3</sup> )	25,30
Altura da espiral (mm)	23,0	Folga de topo (µm)	10
Número de voltas das espiras	3	Folga de flanco (µm)	20
Ângulo final da evolvente (°)	1123,36°		

Após a implementação da equação da conservação da energia no modelo termodinâmico, foram realizadas diversas simulações do compressor: uma para processo adiabático e outras prevendo a transferência de calor entre o gás e as paredes, de acordo com as correlações descritas na seção 3. Todas as simulações consideraram a mesma condição de temperatura nas paredes. Além disto, outra simulação foi realizada considerando um processo politrópico, caracterizado através de um expoente  $n$  igual a 1,17.

Um parâmetro extremamente importante na simulação do compressor é a variação do volume com o ângulo de órbita, conforme mostrada na Fig. 4. Observa-se que o volume cresce de um valor nulo até o volume deslocado  $V_d$  (Eq. 5) durante uma revolução e, posteriormente, decresce até o início do processo de descarga, em  $\theta = \theta_d$ , quando ocorre um aumento de volume. Esta variação brusca acontece no momento da união entre a penúltima e a última câmara. O processo de descarga termina uma revolução após esse instante, sendo que o volume residual no final da descarga, indicado na Fig. 4, pode ser eliminado através de alterações na geometria final da espiral.

As variações dos coeficientes de troca de calor ao longo do ciclo de compressão são apresentadas na Fig. 5. Uma vez que a transferência de calor não foi modelada na câmara de sucção, os coeficientes de troca são apresentados somente para posições angulares maiores do que 360°. Utilizando a correlação de duto retangular uniforme obtém-se valores praticamente constantes ( $h_c = 1030 \text{ W/m}^2\text{K}$ ), uma vez que o mesmo varia apenas com a viscosidade  $\mu$  associada ao número de Reynolds,  $Re$ . Já a correlação para um trocador de calor espiral mostra um aumento significativo do coeficiente de troca ao longo do processo e de forma bem acentuada na descarga, devido à redução no raio de curvatura  $r_m$ . A correlação do duto de parede oscilante apresenta um comportamento semelhante àquele obtido com a correlação do trocador espiral, no entanto com níveis mais elevados em função da consideração do movimento oscilatório da espiral móvel, introduzido através de um fator multiplicativo.

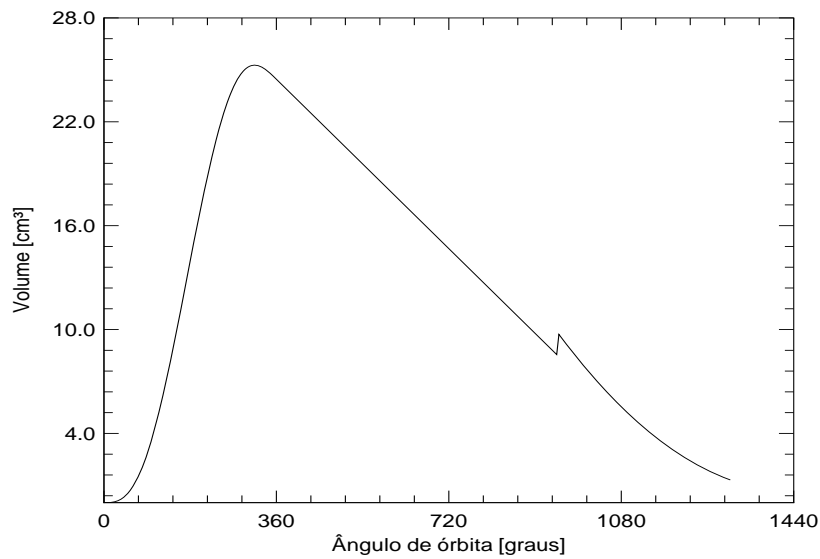


Figura 4. Variação do volume com o ângulo de órbita.

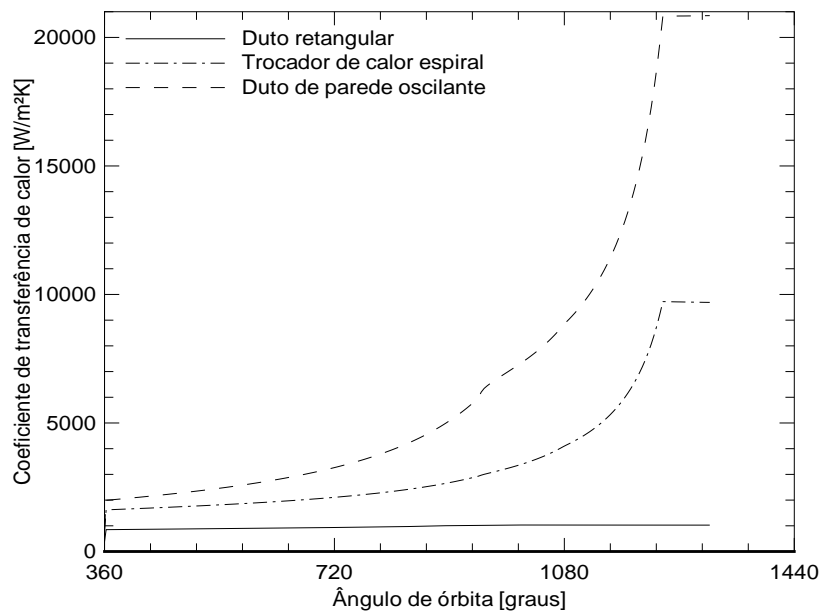


Figura 5. variação do coeficiente de transferência de calor com o ângulo de órbita.

Apesar de os níveis de coeficiente de troca serem elevados, principalmente no caso da correlação do duto de parede oscilante, os diagramas pressão versus volume (Fig. 6) não apresentaram grandes diferenças. O mesmo não ocorreu com os níveis de temperatura, conforme pode ser observado nos diagramas de temperatura versus volume (Fig. 7). No processo adiabático a elevação de temperatura se deve somente à variação do volume, que traz consigo também uma variação de pressão. Neste caso, os níveis de temperatura ao longo do processo de compressão são inferiores aos valores obtidos nos casos em que se considera a transferência de calor.

O coeficiente de troca para a correlação do duto retangular é menor que os demais durante todo o processo de compressão, logo inicialmente a temperatura prevista é menor do que as demais. No entanto, ao final do processo, como o gás perde calor para as paredes das espirais, para um coeficiente de troca inferior tem-se um resfriamento inferior, resultando em temperaturas mais altas. Para o caso do trocador de calor espiral, tem-se um comportamento próximo ao do processo com a correlação do duto retangular. Porém, devido aos níveis superiores do coeficiente de troca, as temperaturas são superiores no início e inferiores no final do processo de compressão. Utilizando o modelo de duto de

parede oscilante tem-se no início a maior temperatura e no final do processo a menor, inferior até mesmo àquela obtida no processo adiabático.

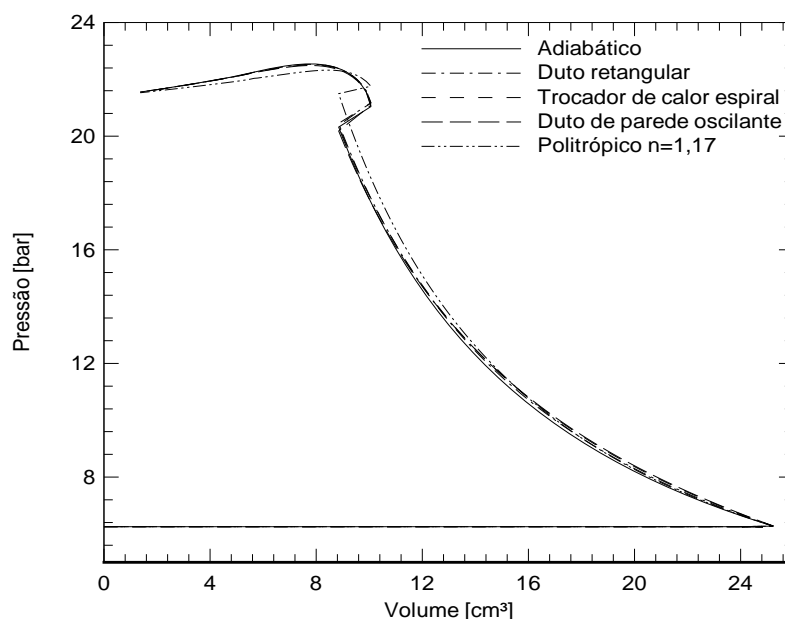


Figura 6. Diagrama pressão versus volume.

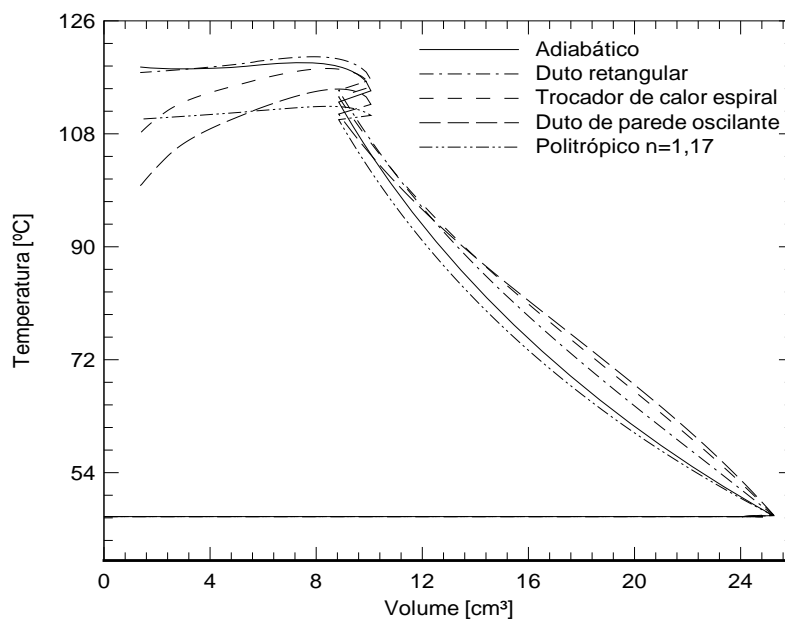


Figura 7. Diagrama temperatura versus volume.

Os resultados de capacidade de refrigeração para todos os casos simulados, com e sem transferência de calor, foram praticamente idênticos. Basicamente, isto pode ser explicado por dois aspectos. Inicialmente, deve ser lembrado que a transferência de calor não foi considerada na câmara de sucção, sendo consideradas as mesmas condições para a admissão do gás no compressor. Em segundo lugar, constatou-se que os níveis de vazamento entre as diferentes câmaras de compressão foram muito pequenos, em todos os casos simulados, não produzindo uma variação significativa na capacidade. No entanto, conforme mostra a Fig. 7, nos casos em que se considera a transferência de calor, o gás é aquecido pelas paredes na maior parte do processo de compressão, o que eleva o trabalho de compressão quando se compara com o caso adiabático. Assim, como as capacidades são muito próximas, o coeficiente de

performance termodinâmico  $COP_{pv}$  para o processo adiabático ficou em 3,80, enquanto que o valor resultou igual a 3,77 para os demais.

Para o processo politrópico, obteve-se um valor de capacidade igual a 17264 Btu/h e um  $COP_{pv}$  igual a 3,44. Naturalmente, este resultado é fortemente dependente do expoente politrópico utilizado. A fim de avaliar a sensibilidade dos resultados em relação aos índices politrópicos, os mesmos foram variados de 1,18 a 1,22. As Fig. 8 e 9 permitem observar que, embora não de forma tão intensa com a pressão, os níveis de temperatura dependem fortemente dos índices prescritos. Logo, uma escolha criteriosa do expoente politrópico é de extrema importância quando se opta por essa forma de análise para a simulação de compressores scroll. Uma vez que a obtenção desses expoentes via dados experimentais é dispendiosa, a opção por um modelo baseado em leis de conservação parece ser a escolha mais adequada.

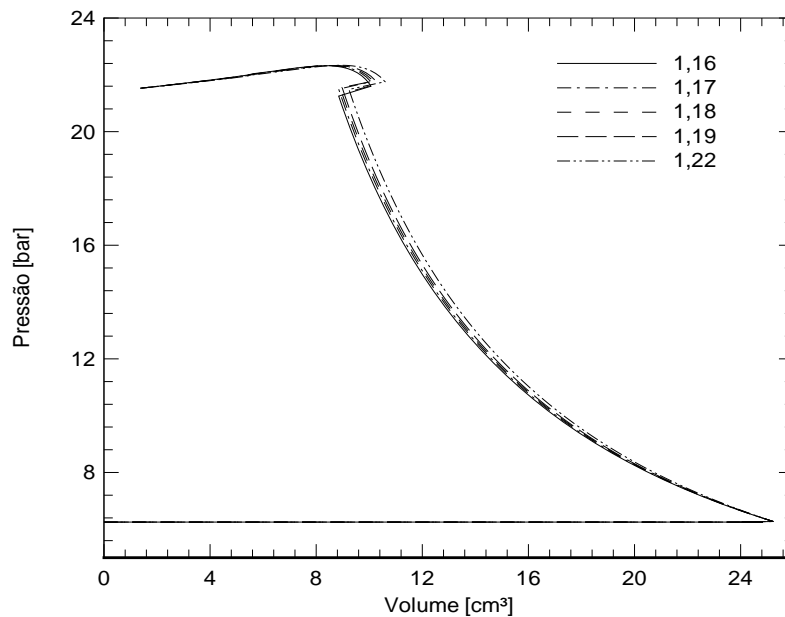


Figura 8. Diagrama pressão versus volume para diferentes índices politrópicos.

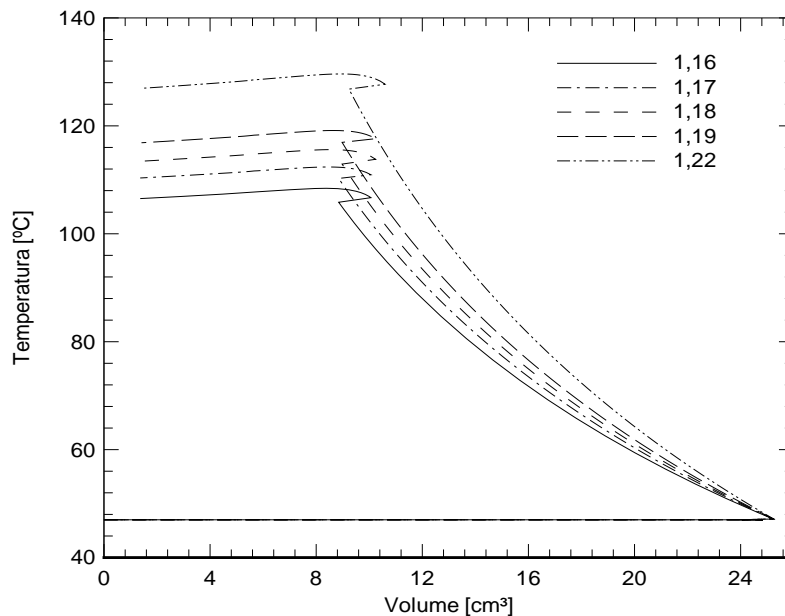


Figura 9. Diagrama temperatura versus volume para diferentes índices politrópicos.

## 5. Conclusões

O presente trabalho considerou a análise da transferência de calor no processo de compressão de compressores do tipo espiral (scroll). Apenas a transferência de calor por convecção entre o gás e as paredes das espirais foi introduzida neste estágio do desenvolvimento do modelo termodinâmico do compressor. Diversas correlações propostas na literatura foram implementadas e comparadas a partir de diagramas pressão-volume e temperatura-volume, bem como resultados de  $COP_{p-v}$ . A análise foi complementada com a simulação do compressor para um processo adiabático e também segundo um processo politrópico.

Apesar dos elevados níveis de coeficiente de troca encontrados para algumas das correlações, a pressão ao longo do processo sofreu pequenas alterações nos diferentes casos, enquanto que os níveis de temperatura se mostraram mais sensíveis. Verificou-se que a consideração da transferência de calor resulta em trabalhos de compressão maiores quando comparado ao processo adiabático.

Os resultados obtidos através da simulação do compressor via um processo politrópico diferiram bastante dos resultados fornecidos pela equação da conservação da energia. Além disto, pequenas variações do expoente politrópico representaram uma grande influência sobre os níveis de pressão e temperatura no processo de compressão. Assim, a escolha de um expoente que represente adequadamente o processo de compressão no compressor scroll se apresenta como uma tarefa extremamente difícil e sugere a necessidade do uso de equações de conservação para uma maior precisão dos resultados.

A não inclusão da transferência de calor na câmara de sucção é uma limitação da presente análise, uma vez que é um processo que afeta a eficiência volumétrica do compressor. Este detalhe importante da simulação será considerado em trabalhos futuros.

## 7. Referências

- Morishita, E., Sugihara, M., Inaba, T., Nakamura, T. and Works, W., 1984, "Scroll Compressor Analytical Model", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Groll, E. A., Chen, Y., Halm, N. P. and Braun, J. E., 2002, "Mathematical modeling of scroll compressors—part I: compression modeling", International Journal of Refrigeration, Vol.25, pp. 731-750.
- Groll, E. A., Yi, F. and Braun, J. E., 2004, "Modeling and Testing of an Automobile AC Scroll Compressor, Part II: Model Validation", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Ooi, K. T. and Zhu, J., 2004, "Convective Heat Transfer in a Scroll Compressor Chamber: a 2-D Simulation", International Journal of Refrigeration, Vol.43, pp. 677-688.
- Sunder, S., 1997, "Thermodynamic and Heat Transfer Modeling of a Scroll Pump", PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology.
- Jang, K. and Jeong, S., 2006, "Experimental Investigation on Convective Heat Transfer Mechanism in a Scroll Compressor", International Journal of Refrigeration, Vol.xx, pp. 1-10.
- Wagner, T. C. and Marchese, A. J., 1992, "Characterization of Thermal Processes in Scroll Compressors", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Lin, C., Chang, Y., Liang, K. And Hung, C., 2005, "Temperature and Thermal Deformation Analysis on Scrolls of Scroll Compressor", Applied Thermal Engineering, Vol.25, pp. 1724-1739.
- Puff, R. and Krueger, M., 1992, "Influence of the Main Constructive Parameters of a Scroll Compressor on its Efficiency", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue.
- Kim, Y., Park, Y. C. and Cho, H., 2002, "Thermodynamic Analysis on the Performance of a Variable Speed Scroll Compressor with Refrigerant Injection", International Journal of Refrigeration, Vol.25, pp. 1072-1082.
- Yanagisawa, T., Dutta, A. K. and Fukuta, M., 2001, "An investigation of the Performance of a Scroll Compressor Under Liquid Injection", International Journal of Refrigeration, Vol.24, pp. 577-587.
- Li, X., Wang, B. and Shi, W., 2005, "A General Model of Scroll Compressors Based on Discretional Initial Angles of Involute", International Journal of Refrigeration, Vol.28, pp. 958-966.

## **HEAT TRANSFER MODELING IN SCROLL COMPRESSORS**

Isabel da Silveira Lima  
POLO – Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics  
Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
isabel@polo.ufsc.br

Cesar J. Deschamps  
Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
deschamps@polo.ufsc.br

### **Abstract**

The paper presents a thermodynamic modeling of scroll compressors, with emphasis on the heat transfer during the compression process. The governing mass and energy conservation equations were developed for each compressor chamber and solved in a coupled manner. Models for the radial and flank leakage, and heat transfer between the gas and scroll wraps were combined with the conservation equations. Results for the temperature and pressure of the refrigerant in different compressor chambers are used in the analysis of the heat transfer effect on the compressor performance.

Keywords: scroll compressor, refrigeration, heat transfer.

## SIMULAÇÃO NUMÉRICA DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS

**Evandro L.L. Pereira**

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
evandro@polo.ufsc.br

**César J. Deschamps**

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
deschamps@polo.ufsc.br

**Resumo.** Neste trabalho é desenvolvida uma metodologia numérica para simular o comportamento dinâmico de válvulas automáticas utilizadas em compressores alternativos de refrigeração doméstica. O escoamento turbulento compressível transiente através da válvula é resolvido através da metodologia dos volumes finitos, enquanto que um modelo de um grau de liberdade é empregado para descrever o movimento da válvula. O escoamento e a dinâmica da válvula constituem um problema acoplado e, por este motivo, são resolvidos de forma simultânea. Os processos de compressão e expansão também são incluídos pelo movimento alternativo do pistão. Diferentes modelos de turbulência são avaliados através do estudo do escoamento em difusores radiais, indicando que o modelo de uma equação Spalart-Allmaras é capaz de fornecer bons resultados com um menor custo computacional. Resultados de movimento de válvulas, número de Reynolds e campos de velocidade para a solução dinâmica de um compressor alternativo são apresentados ao final do trabalho.

*Palavras chave:* válvulas automáticas, turbulência, compressores.

### 1. Introdução

Válvulas automáticas do tipo palheta são comumente encontradas em compressores alternativos empregados em refrigeração doméstica. A abertura deste tipo de válvula depende da diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção e descarga. Uma vez abertas, as válvulas passam a ter seus movimentos comandados pelo campo de pressão resultante do escoamento. No projeto de sistemas de válvulas para compressores alternativos algumas características essenciais à performance são almejadas, como resposta rápida, fluxo de massa elevado, baixa restrição ao escoamento, e ausência de refluxo de gás. Para alcançar estas características, e desenvolver assim um compressor de alta eficiência, necessita-se portanto um entendimento detalhado do escoamento e da dinâmica de válvulas.

As características básicas relacionadas ao escoamento em válvulas podem ser entendidas através da análise do escoamento em difusores radiais, conforme esquematizado na Fig. 1. Nessas geometrias, o fluido escoar axialmente pelo orifício até encontrar o disco frontal (palheta), sendo forçado então a escoar radialmente. A diferença de pressão entre a entrada do orifício e a saída do difusor determina o escoamento, influenciado ainda pela folga instantânea  $s$ , entre os dois discos.

Ao longo das últimas décadas, diversos trabalhos dedicaram-se ao estudo do escoamento em válvulas, empregando a geometria simplificada do difusor radial. Muitos desses trabalhos preocuparam-se apenas com a análise do escoamento, enquanto outros com a dinâmica de válvulas. Por exemplo, Salinas-Casanova *et al.* (1999) apresentaram uma análise numérica, validada experimentalmente, do escoamento turbulento em difusores radiais, considerando discos paralelos e inclinados. Os resultados, obtidos para diferentes números de Reynolds e afastamentos, mostraram que o modelo RNG  $k-\epsilon$  de Orzag *et al.* (1993) é adequado para prever este tipo de escoamento.

Lopes e Prata (1997) desenvolveram uma metodologia numérica para a análise do escoamento laminar em difusores radiais com discos paralelos, resolvendo a dinâmica do disco frontal segundo um modelo de um grau de liberdade. Resultados foram apresentados para a condição de escoamento periódico, imposta por uma variação senoidal da vazão na entrada do orifício de passagem. A técnica de malhas móveis foi validada através de dados experimentais e se mostrou promissora para a análise do comportamento dinâmico de válvulas tipo palheta. Posteriormente, Matos *et al.* (2002) estenderam a aplicação da metodologia de Lopes e Prata (1997) para a análise de escoamentos turbulentos.

A partir dos resultados da literatura, percebe-se claramente que existe um acoplamento entre o escoamento e a dinâmica de válvulas, uma vez que a distribuição de pressão determina a força resultante sobre a palheta e o movimento desta afeta o escoamento.

O principal objetivo deste trabalho é desenvolver um modelo computacional capaz de resolver a dinâmica de válvulas automáticas do tipo palheta de acordo com sua condição de operação real em compressores alternativos. A atenção da análise é a válvula de sucção, sendo que a descarga do gás é modelada para uma condição ideal. Os processos de compressão e expansão do compressor são simulados através da inclusão do movimento alternativo do pistão.



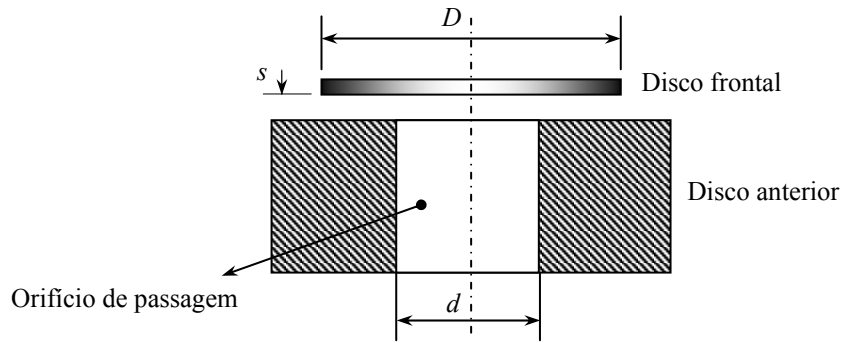


Figura 1. Geometria do difusor radial.

## 2. Formulação do problema

Para a análise numérica do sistema de sucção, assume-se que o orifício de passagem da válvula e a palheta sejam circulares e concêntricos à câmara de compressão, permitindo a adoção de uma formulação axissimétrica para a solução do problema, reduzindo o tempo de processamento da simulação. Uma representação esquemática do modelo computacional axissimétrico proposto é apresentada na Fig. 2. O orifício de sucção é alimentado com gás à pressão e temperatura fixas. A condição adiabática é imposta para as paredes do cilindro, orifício e pistão. O movimento alternativo do pistão na direção axial é modelado através de um sistema biela-manivela. Detalhes sobre o equacionamento podem ser encontrados em Fernandes (1996). Deve ser mencionado que o processo de descarga é caracterizado por um fluxo de massa prescrito, uma vez que o interesse é a dinâmica da válvula de sucção.

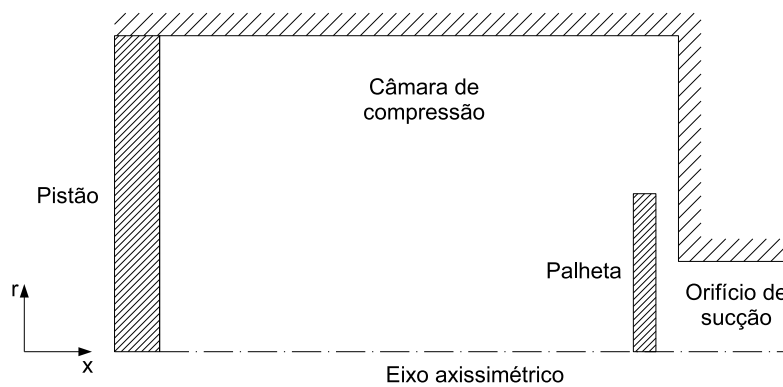


Figura 2. Representação esquemática da geometria utilizada na simulação.

A dinâmica da palheta pode ser representada através de um sistema massa-mola-amortecimento (Fig. 3), com um grau de liberdade, como proposto por Lopes e Prata (1997) e adotado por Matos *et al.* (2002). Desta forma, pode-se escrever a equação que governa a dinâmica de válvulas como:

$$m_{eq} \ddot{\delta} + C \dot{\delta} + K \delta = F_p + F_o \quad (1)$$

onde  $m_{eq}$  é a massa equivalente da palheta,  $C$  é o coeficiente de amortecimento,  $K$  a sua constante de elasticidade,  $F_p$  é a força devido ao campo de pressões sobre a palheta, e  $F_o$  outras forças que atuam sobre as válvulas, como pré-tensão e força de colamento devido à presença de óleo entre as superfícies do assento e da palheta. As quantidades  $\delta$ ,  $\dot{\delta}$  e  $\ddot{\delta}$  são, respectivamente, o afastamento, a velocidade e a aceleração da palheta em relação ao assento. A massa equivalente da válvula  $m_{eq}$  é obtida através de valores de frequência natural  $f_n$  e rigidez  $K$ , os quais por sua vez podem ser avaliados por meio de experimentos, códigos de análise estrutural, ou ainda correlações para vigas engastadas.

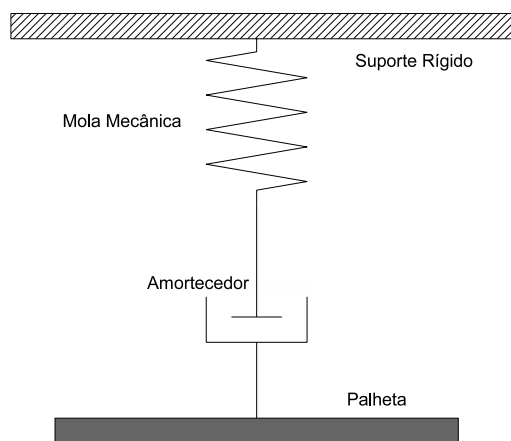


Figura 3. Representação do modelo massa-mola-amortecimento para dinâmica de válvulas automáticas.

Como mencionado anteriormente, este estudo considera apenas o deslocamento paralelo da palheta em relação ao assento. Para resolver a Eq. (1) e obter o afastamento da válvula  $\delta$ , a força  $F_p$  deve ser avaliada a partir do campo de pressão criado pelo escoamento através da válvula:

$$F_p = \int_0^{D/2} p 2\pi r dr \quad (2)$$

A modelação numérica do escoamento exige a solução das equações de conservação de massa, quantidade de movimento e energia. A equação da conservação da massa pode ser escrita como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{u}) = 0 \quad (3)$$

onde  $\vec{u}$  é o vetor velocidade.

Para um referencial inercial, a equação de conservação da quantidade de movimento pode ser expressa como:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{u}) + \nabla \cdot (\rho \vec{u} \vec{u}) = -\nabla p + \nabla \cdot \left( \mu \left[ \nabla \vec{u} + \nabla \vec{u}^T \right] - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{u} I \right) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (4)$$

onde  $p$  é a pressão,  $\mu$  é a viscosidade molecular,  $I$  é o tensor unitário,  $\rho \vec{g}$  e  $\vec{F}$  são o campo de força gravitacional e as forças de corpo externas, respectivamente.

Em relação à equação de conservação da energia, desconsiderando difusão de espécies e qualquer geração de calor, inclusive por atrito viscoso, podemos escrevê-la na seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho h - p + \rho u^2/2) + \nabla \cdot \left[ \vec{u} (\rho h + \rho u^2/2) \right] = \nabla \cdot (k_{eff} \nabla T) \quad (5)$$

onde  $k_{eff}$  é a condutividade térmica efetiva do fluido, definida de acordo com o modelo de turbulência utilizado.

Para escoamentos compressíveis é necessária ainda uma equação de estado que correlacione a massa específica com a pressão e a temperatura. No presente caso, adotou-se a hipótese de gás ideal.

### 3. Modelação da turbulência

O modelo RNG k- $\epsilon$  Orzag *et al.* (1993) foi validado experimentalmente na simulação numérica de escoamentos em difusores radiais (Salinas-Casnova *et al.*, 1999; Deschamps *et al.*, 2002). Além deste modelo, o presente trabalho considera também outros dois modelos de turbulência na análise: o modelo de Spalart-Allmaras (1992) e o modelo DES de Shur *et al.* (1999). O primeiro traz a vantagem de ser um modelo de apenas uma equação, reduzindo o custo computacional. O segundo combina a simulação de grandes escalas com modelos de viscosidade turbulenta, buscando reunir as melhores características de cada um de acordo com a região do escoamento.

### 3.1. Modelo RNG k-ε

De acordo com Orzag *et al.* (1993), os maiores benefícios em se adotar o modelo RNG ao invés do modelo k-ε padrão são: uma melhor precisão na solução de escoamentos com separação e curvatura das linhas de corrente, a possibilidade de uso mesmo em regiões com baixos números de Reynolds sem a necessidade de ajustes, a estabilidade numérica e a boa taxa de convergência com um pequeno esforço computacional adicional. No modelo RNG k-ε, as equações de transporte para  $k$  e  $\varepsilon$  podem ser escritas como:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \mu_t S^2 - \rho \varepsilon - 2\rho \varepsilon \frac{k}{\gamma RT} \quad (6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \alpha_\varepsilon \mu_{eff} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \mu_t S^2 - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} - R_\varepsilon \quad (7)$$

A viscosidade turbulenta,  $\mu_t$ , que compõe a viscosidade efetiva,  $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ , na equação acima pode ser avaliada na forma tradicional de modelos k-ε para escoamentos a altos números de Reynolds, como descrito por Salinas-Casanova *et al.* (1999):

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (8)$$

com  $C_\mu = 0,0845$ . As quantidades  $\alpha_k$  e  $\alpha_\varepsilon$  são o inverso do número de Prandtl efetivo para  $k$  e  $\varepsilon$ , respectivamente, e para números de Reynolds elevados podem ser aproximados por  $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1,393$ .

A principal diferença entre os modelos RNG k-ε deve-se ao termo adicional na equação de  $\varepsilon$  (Eq. (7)), dado por

$$R_\varepsilon = \frac{C_\mu \rho \eta^3 (1 - \eta/\eta_0) \varepsilon^2}{1 + \beta \eta^3} \frac{1}{k} \quad (9)$$

onde  $\eta = Sk/\varepsilon$ ,  $\eta_0 = 4,38$ , e  $\beta = 0,012$ . Segundo Salinas-Casanova *et al.* (1999), o termo  $R_\varepsilon$ , relacionado à taxa de deformação do escoamento, é o responsável pela previsão mais precisa de escoamentos com regiões de separação.

### 3.2. Modelo Spalart-Allmaras

Em modelos de turbulência que empregam a aproximação de Boussinesq, a definição da viscosidade turbulenta é extremamente importante. No modelo proposto por Spalart-Allmaras (1992), denotado aqui simplesmente por modelo S-A, adota-se uma equação de transporte para a viscosidade  $\tilde{\nu}$ :

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \tilde{\nu}) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \tilde{\nu} u_i) = G_\nu + \frac{1}{\sigma_{\tilde{\nu}}} \left[ \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ (\mu + \rho \tilde{\nu}) \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right\} + C_{b2} \rho \left( \frac{\partial \tilde{\nu}}{\partial x_j} \right)^2 \right] - Y_\nu \quad (10)$$

Na equação anterior,  $G_\nu$  e  $Y_\nu$  representam termos de geração e destruição. O modelo S-A utiliza a distância até a parede mais próxima para definir uma escala de comprimento  $d_s$ , a qual desempenha papel fundamental nos níveis de produção e destruição de  $\tilde{\nu}$ . As constantes  $\sigma_{\tilde{\nu}}$  e  $C_{b2}$  são iguais a 0,667 e 0,622, respectivamente. A variável de transporte  $\tilde{\nu}$  é idêntica à viscosidade cinemática turbulenta  $\nu_t$ , exceto nas regiões próximas as paredes, onde se correlacionam por:

$$\nu_t = \tilde{\nu} f_{\nu 1} \quad (11)$$

A função de amortecimento viscoso é dada por  $f_{\nu 1} = \chi^3 / (\chi^3 + C_{\nu 1}^3)$ , sendo que  $\chi = \tilde{\nu}/\nu$  e  $C_{\nu 1}^3 = 7,1$ .

### 3.3. Modelo DES

As dificuldades associadas aos modelos de grandes escalas (LES), particularmente em regiões parietais, levaram ao desenvolvimento de modelos híbridos que tentam combinar os melhores aspectos dos modelos RANS e LES em um só. Seguindo esta linha de raciocínio, Shur *et al.* (1999) propuseram um modelo denominado DES (*Detached Eddy Simulation*), que utiliza uma versão modificada do modelo S-A para resolver o escoamento junto às paredes e o modelo LES nas demais regiões.

Para obter o modelo usado na formulação DES proposta por Shur *et al.* (1999), a escala de comprimento  $d_s$  é substituída por  $\tilde{d}_s$ , definida como:

$$\tilde{d}_s = \min(d_s, C_{DES}\Delta) \quad (12)$$

onde o espaçamento da malha  $\Delta$  é baseado na maior dimensão da célula computacional nas direções x, y ou z, ou seja,  $\Delta = \max(\Delta x, \Delta y, \Delta z)$ . A constante empírica  $C_{DES}$  tem valor igual a 0,65.

Esta metodologia é relativamente recente e vem sendo ainda avaliada em diferentes aplicações, sendo que os resultados têm se mostrado geralmente mais precisos do que os obtidos com modelos RANS, principalmente em escoamentos com grandes regiões de separação.

### 4. Metodologia Numérica

A solução numérica das equações governantes foi realizada utilizando o código comercial Fluent v. 6.2.16 (2006). Nesse código as equações de conservação da massa, quantidade de movimento, energia e quantidades turbulentas são resolvidas através da metodologia dos volumes finitos. Para isto o domínio computacional é dividido em pequenos volumes de controle, sobre os quais as equações diferenciais são integradas usando o teorema de Gauss, empregando um arranjo de malha colocalizado.

A formulação SIMPLEC foi adotada para a solução do acoplamento pressão-velocidade. No método dos volumes finitos é necessário ainda que as propriedades sejam interpoladas nas faces dos volumes de controle. No presente trabalho, o esquema upwind de segunda ordem foi adotado na solução das equações governantes.

Apesar da forte não linearidade das equações, coeficientes de subrelaxação relativamente altos puderam ser utilizados, sem problemas de convergência. Para as componentes de velocidade e pressão adotou-se 0,7, para as quantidades turbulentas 0,8, enquanto as demais quantidades não necessitaram fatores de subrelaxação. O critério de convergência suficiente para garantir uma solução convergida é de que o resíduo total seja inferior a  $1 \times 10^{-3}$  para todas as variáveis, exceto para a equação de energia, estabelecido em  $1 \times 10^{-6}$ .

### 5. Resultados e discussões

#### 5.1. Validação numérica

Para validação do modelo computacional, resultados de distribuição de pressão  $p^* = p / (\rho U_{in}^2 / 2)$  sobre o disco frontal obtidos com o modelo RNG k- $\epsilon$  foram comparados com dados experimentais apresentados por Salinas-Casanova *et al.* (1999). O escoamento incompressível através do difusor radial (Fig. 1) foi investigado para diferentes afastamentos do disco frontal,  $s/d$ , considerando uma relação de diâmetros  $D/d = 1,66$ , e número de Reynolds  $Re = 25000$ .

Na entrada do difusor, adotou-se um valor prescrito para a componente de velocidade axial. Assumiu-se uma intensidade turbulenta de 3% e uma escala de comprimento  $l = 0,07L$  na entrada e na saída do difusor, onde  $L$  é o comprimento característico tomado como o diâmetro hidráulico. Para a fronteira de saída adotou-se também a condição de pressão atmosférica. Nas paredes sólidas as condições de não-escorregamento e impermeabilidade foram impostas. O refino de malha utilizado foi baseado no estudo feito por Salinas-Casanova *et al.* (1999).

A concordância entre os resultados numéricos e experimentais mostrados na Fig. 4 foi satisfatória, indicando que o modelo é capaz de prever a distribuição de pressão sobre a palheta. Desta forma, considera-se que o refino de malha, as condições de contorno e o modelo de turbulência são equivalentes àqueles adotados em Salinas-Casanova *et al.* (1999), permitindo que se possa analisar a influência do modelo de turbulência de forma isolada.

#### 5.2. Comparação entre os modelos de turbulência

Após a validação numérica do modelo computacional, os três modelos de turbulência apresentados anteriormente foram comparados entre si através de resultados de distribuição de pressão sobre o disco frontal do difusor para dois afastamentos:  $s/d = 0,05$  e  $0,07$ . Além disto, a fim de analisar a razão de eventuais diferenças, apresentam-se também linhas de corrente do escoamento.

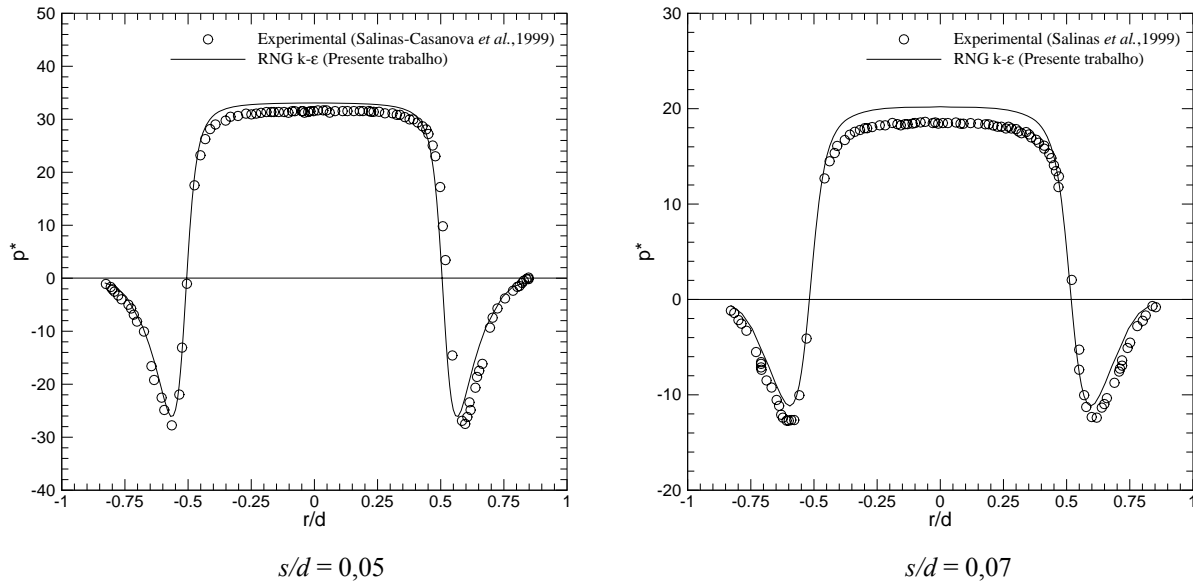


Figure 4. Comparação entre resultados numéricos e dados experimentais (Salinas-Casanova *et al.*,1999) da distribuição de pressão sobre o disco frontal.

Como pode ser observado na Fig. 5, os modelos RNG k-ε e Spalart-Allmaras apresentaram resultados próximos entre si. Já o modelo DES previu regiões de recirculação muito maiores, originando regiões de pressão negativa mais intensas ao longo do difusor. Além disto, a previsão do tamanho da região de recirculação pelo modelo DES parece ser excessiva, originando uma forte restrição ao escoamento e, assim, elevando os níveis de pressão na região central do disco. A razão do modelo DES ter previsto regiões de recirculação maiores pode ser entendida pela comparação de seus resultados para viscosidade turbulenta comparados aos obtidos com o modelo de Spalart-Allmaras. Conforme ilustrado na Fig.6, ficam evidentes os menores valores de  $\nu_t$  do modelo DES e, desta forma, a menor difusão de quantidade de movimento resultante implica em uma região de separação maior.

Os resultados obtidos com o modelo DES são contrários à evidência experimental e, portanto, para o restante do trabalho decidiu-se adotar o modelo Spalart-Allmaras, devido ao seu resultado comparável ao modelo RNG k-ε, porém a um custo bem menor. Deve ser mencionado que o problema considerado aqui é bidimensional e estacionário, implicando que não se pode realizar de fato uma simulação de grandes escalas, uma vez que a mesma é intrinsecamente tridimensional e transiente. Isto pode explicar em parte a disparidade dos resultados obtidos com o modelo DES de Shur *et al.* (1999) em comparação aos outros dois modelos.

### 5.3. Dinâmica da válvula de sucção

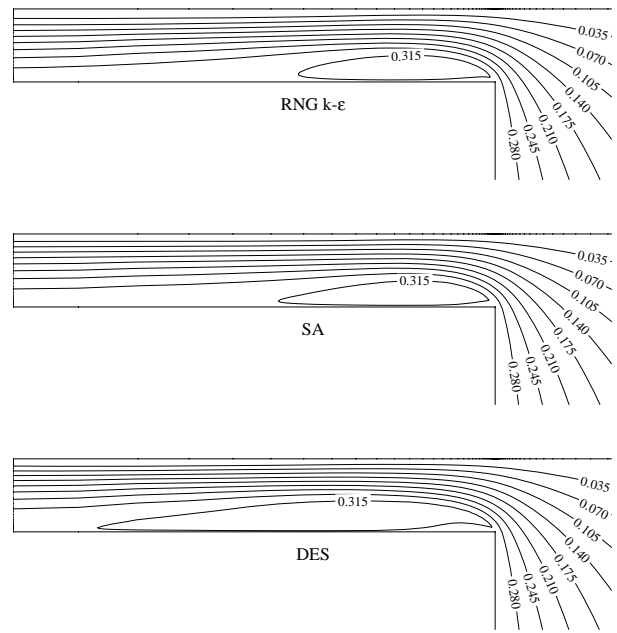
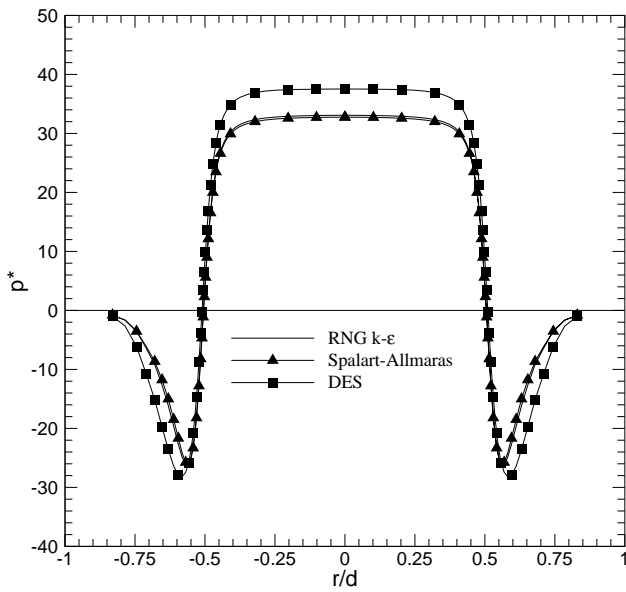
Para a simulação numérica da dinâmica da válvula de sucção empregou-se a geometria de um compressor, cujas dimensões, adimensionalizadas, são indicadas na Tabela 1. Os valores de rigidez, frequência natural, força de colamento e razão de amortecimento utilizados na caracterização da válvula de sucção são iguais a 237 N/m, 264 Hz, 0,5 N e 0,2, respectivamente. O R134a foi utilizado como fluido refrigerante, com o compressor operando entre a temperatura de evaporação  $T_e = -23,3^\circ\text{C}$  e a temperatura de condensação  $T_c = 54,4^\circ\text{C}$ , e em uma frequência de 60 Hz. Admitiu-se que o fluido entra no orifício de sucção na pressão de evaporação e na temperatura de  $57^\circ\text{C}$ , com uma intensidade turbulenta de 3% e comprimento característico igual ao diâmetro da câmara.

Tabela 1. Relações geométricas utilizadas na confecção da geometria.

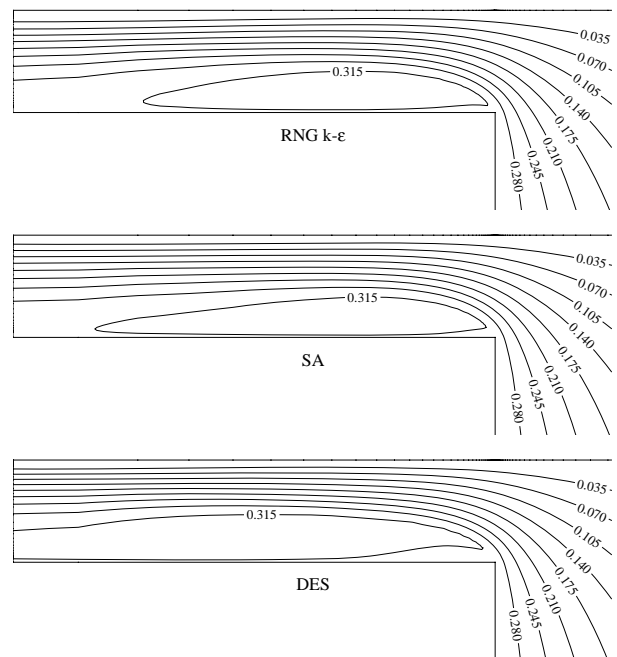
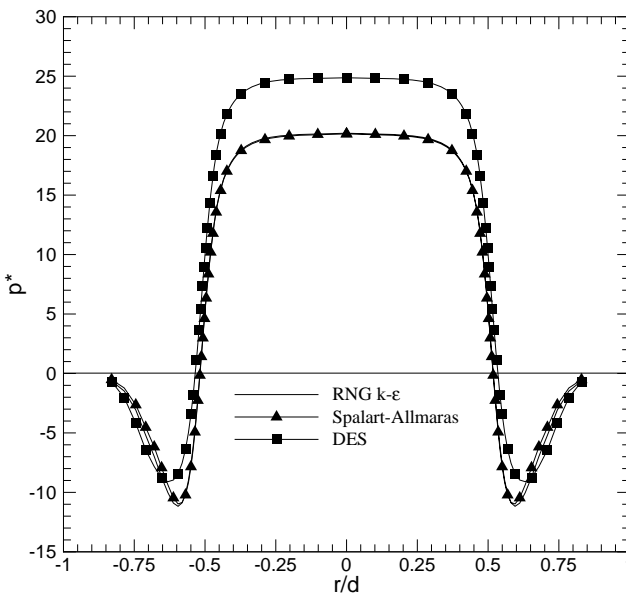
Parâmetro	Dimensão / Diâmetro do orifício
Diâmetro do cilindro ( $D_{cil}$ )	3,25
Diâmetro da válvula ( $D$ )	1,66
Comprimento do orifício ( $e$ )	1,00

A malha computacional utilizada é mostrada na Fig. 7. Devido a limitações computacionais, a discretização espacial utilizada na simulação transiente não pode ser tão refinada quanto àquela empregada na simulação permanente dos difusores radiais (Salinas-Casanova *et al.*, 1999). Deste modo, dimensões mínima e máxima de  $0,003d$  e  $0,07d$  foram adotadas para as células, com um fator de crescimento linear entre elas de 1,3. O incremento temporal foi variável, ficando em torno de 0,2 grau do ângulo de manivela. Os valores de pressão e temperatura prescritos na entrada do orifício de sucção foram utilizados para inicializar todo o domínio de solução. A simulação começa com o pistão no

ponto morto inferior, sendo necessária a simulação de 3 ciclos completos para que se atinja o regime periódico de funcionamento.



$s/d = 0,05$



$s/d = 0,07$

Figure 5. Distribuição de pressão adimensional sobre o disco frontal e linhas de corrente para diferentes afastamentos.

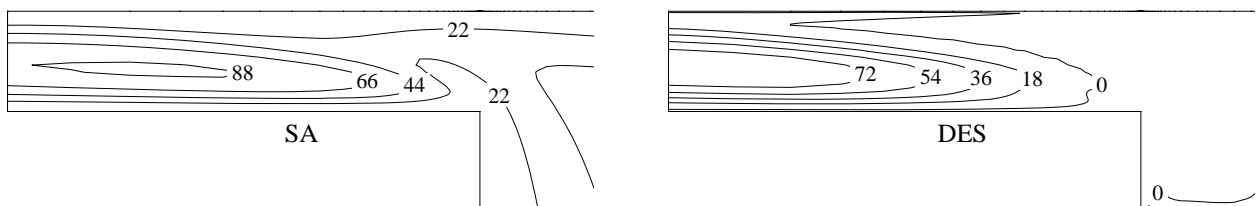


Figure 6. Isolinhas para a razão entre viscosidades turbulentas e molecular  $v_t/v$ ;  $s/d = 0,07$ .

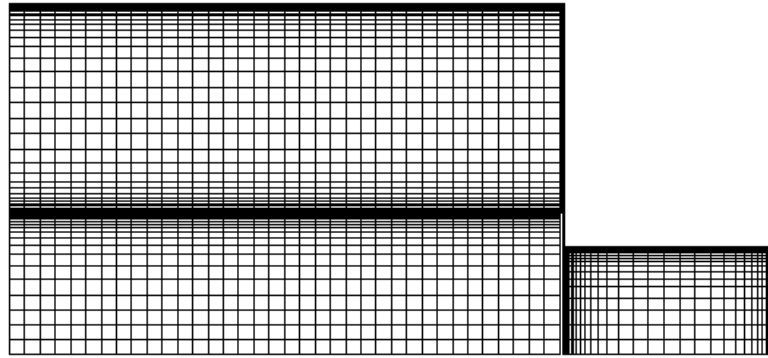


Figure 7. Geometria e discretização espacial utilizada na simulação.

Resultados para o movimento da válvula, número de Reynolds e diferença de pressão entre o orifício de sucção e o cilindro são apresentados na Fig. 8, enquanto na Fig. 9 vetores velocidade são mostrados para diferentes aberturas da válvula. Em todos os resultados apresentados o número de Reynolds foi calculado com base no fluxo de massa e nas condições de entrada no orifício de sucção.

Como pode ser observado na Fig. 8, devido à força de colamento originada pela presença de óleo entre a palheta e o assento, a abertura da válvula não ocorre imediatamente após a pressão no interior do cilindro atingir o nível de pressão da câmara de sucção. Enquanto aberta, a dinâmica da válvula é controlada pelo balanço entre as forças de pressão do escoamento, rigidez e amortecimento. Inicialmente o fluxo de massa cresce rapidamente devido ao gradiente de pressão elevado entre o cilindro e o orifício, como pode ser observado da curva do número de Reynolds. Com o enchimento do cilindro esta diferença de pressão diminui, atingindo um valor mínimo local, voltando a subir pouco depois de a válvula iniciar seu movimento de fechamento. No momento em que o pistão atinge o ponto morto inferior e começa a compressão do gás uma elevação mais acentuada da pressão dentro do cilindro é observada, reduzindo em seguida a vazão. As inércias do gás e da palheta fazem com que a vazão e o afastamento da palheta fiquem defasados em relação ao diferencial de pressão, o que pode provocar refluxo de gás pela válvula, uma vez que após a inversão do gradiente de pressão a válvula pode permanecer aberta.

Os níveis de velocidade na região da válvula podem ser elevados devido ao forte gradiente de pressão e à área de passagem pequena, decorrente do afastamento da palheta e à zona de recirculação entre a válvula e o assento. Para a geometria utilizada nesta simulação o escoamento alcançou níveis de velocidade extremamente elevados, como pode ser observado na Fig. 9.

O modelo computacional desenvolvido neste trabalho pode fornecer informações importantes para o dimensionamento de válvulas automáticas, tais como o deslocamento máximo e a velocidade de impacto da palheta contra o assento no fechamento da válvula.

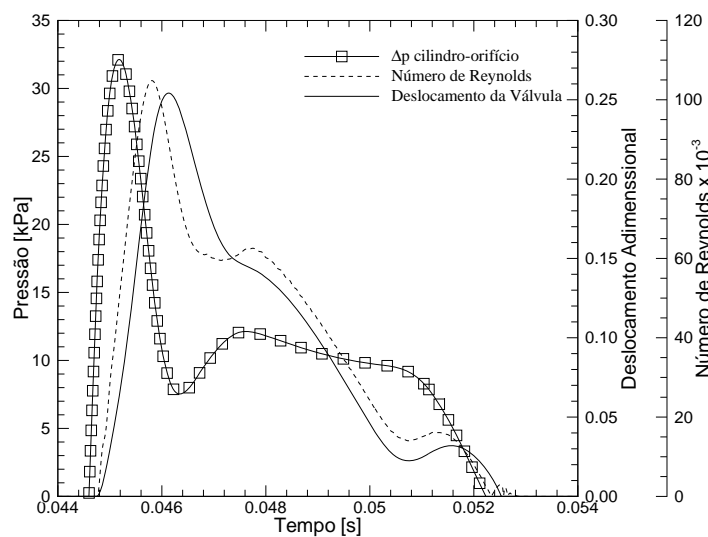


Figura 8. Dinâmica da válvula de sucção e forças envolvidas.

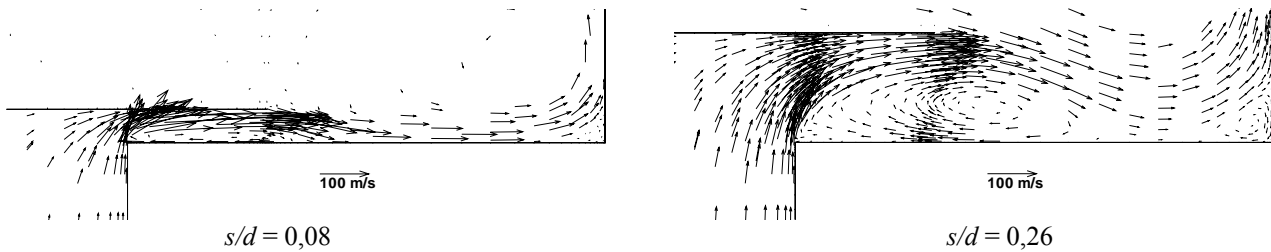


Figura 9. Campos de vetor velocidade.

## 6. Conclusões

O presente trabalho apresentou um modelo computacional para a simulação do comportamento dinâmico de válvulas automáticas, considerando o escoamento sob efeitos de compressibilidade, turbulência e transferência de calor. A complexa interação entre a dinâmica da palheta e o escoamento foi incorporada no modelo. A diferença de pressão transiente entre a entrada e a saída da válvula foi obtida pela inclusão do movimento alternativo do pistão em uma condição de operação real ( $f = 60$  Hz). Observou-se uma interação importante entre o gradiente de pressão, vazão e abertura da válvula. Em função disto, durante o enchimento do cilindro, a diferença de pressão pode atingir um valor mínimo e então voltar a subir devido ao movimento de fechamento da válvula. No momento em que o pistão atinge o ponto morto inferior, e começa a compressão do gás, uma elevação da pressão ocorre no cilindro e, como consequência, reduz a diferença de pressão e assim também a vazão. Efeitos de inércia podem provocar refluxo de gás pela válvula, uma vez que mesmo após a inversão do gradiente de pressão a válvula pode estar ainda aberta.

## 7. Referências

- Matos, F.F.S., Prata, A.T. and Deschamps, C.J., 2002, "Numerical Simulation of the Dynamics of Reed Type Valves", Proc. 2002 International Compressor Engineering Conference at Purdue (CD-ROM), West Lafayette, USA, 8 p.
- Fernandes, J.R.S., 1996, "Modelo Dinâmico da Lubrificação do Pistão em Compressores Alternativos", Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- Matos, F.F.S., Prata, A.T. and Deschamps, C.J., 2002, "Numerical Simulation of the Dynamics of Reed Type Valves", Proc. 16th International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper C15-2.
- Orzag, S.A., Yakhot, V., Flannery, W.S., Boysan, F., Choudhury, D., Marusewski, J. and Patel, B., 1993, "Renormalization Group Modeling and Turbulence Simulations", So, R.M.C., Speziale, C.G. and Launder, B.E. (eds.), Near-wall turbulent flows, Elsevier Science Publisher.
- Salinas-Casanova, D.A., Deschamps, C.J. and Prata, A.T., 1999, "Turbulent Flow through a Valve with Inclined Reeds", Proc. International Conference on Compressors and Their Systems, Londres, p. 443-452.
- Shur, M., Spalart, P. R., Strelets, M. and Travin, A., 1999, "Detached-Eddy Simulation of an Airfoil at High Angle of Attack", Proc. 4th Int. Symposium on Eng. Turb. Modeling and Experiments, Corsica, France.
- Spalart, P. and Allmaras, S., 1992, "A One-equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", Technical Report AIAA-92-0439, American Institute of Aeronautics and Astronautics.
- Lopes, M. N. and Prata, A. T., 1997, "Dynamic Behavior of Plate Type Valves in Periodic Flows", COB 1138, Proc. XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering (CD-ROM), Bauru.



## **NUMERICAL SIMULATION OF AUTOMATIC VALVES**

Evandro L.L Pereira  
Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
evandro@polo.ufsc.br

César J. Deschamps  
Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
deschamps@polo.ufsc.br

### **Abstract**

The paper presents a computational model to simulate the dynamics of automatic valves found in refrigeration compressors. The turbulent flow through the valve is solved via the finite volume methodology whereas a one-degree of freedom model is adopted to describe the valve motion. The valve dynamics and the unsteady compressible turbulent flow are coupled and solved simultaneously, considering the operating conditions of a refrigeration compressor. Three different turbulence models have been analyzed and, with reference to experimental data, the Sparlat-Allmaras model has been found to be the best compromise between accuracy and computational cost. Predictions for the valve motion, flow rate and velocity field are some of the results shown to demonstrate the potential of the methodology.

Keywords: automatic valves, radial diffuser, turbulence modeling.

## EXERGETIC ANALYSIS OF A 5 TR EXPERIMENTAL ABSORPTION REFRIGERATION UNIT POWERED BY LIQUEFIED PETROLEUM GAS (GLP) AND EXHAUST GASES

### M. V. A. Pereira

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PGMEC, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

[marcus\\_pereira04@yahoo.com.br](mailto:marcus_pereira04@yahoo.com.br)

### J. V. C. Vargas

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

[jvargas@demec.ufpr.br](mailto:jvargas@demec.ufpr.br)

### F. G. Dias

Programa de Pós-Graduação em Engenharia, PIPE, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

[gallego@ufpr.br](mailto:gallego@ufpr.br)

### J. C. Ordonez

Department of Mechanical Engineering and Center for Advanced Power Systems, Florida State University, Tallahassee, Florida, 32310, USA

[ordonez@caps.fsu.edu](mailto:ordonez@caps.fsu.edu)

### J. A. R. Parise

Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro, RJ 22453-900, Brazil

[parise@mec.puc-rio.br](mailto:parise@mec.puc-rio.br)

### M. C. Campos

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

[mccampos@demec.ufpr.br](mailto:mccampos@demec.ufpr.br)

### L. S. Martins

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

[lauber@demec.ufpr.br](mailto:lauber@demec.ufpr.br)

### H. Y. C. Fujii

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

[HUDSON\\_FUJII@yahoo.com.br](mailto:HUDSON_FUJII@yahoo.com.br)

### R. Allage

Departamento de Engenharia Química, Universidade Federal do Paraná, C.P. 19011, Curitiba, PR 81531-990, Brazil

[rodrigoap@brturbo.com.br](mailto:rodrigoap@brturbo.com.br)

**Abstract.** This study investigated a 5 tons of refrigeration, TR, experimental absorption refrigeration unit assembled in the laboratory to produce cold and heat. The methodology was based on the use of the first and second law of thermodynamics to evaluate either the energetic (or first law) or the exergetic (second law) efficiencies of the system. The work consisted of the design and assembly of a prototype in the laboratory, its characterization and instrumentation. In a final stage, using the experimental measurements, a thermal and exergetic analysis of the system was performed, aiming the optimization of the operating and project parameters for maximum thermodynamic performance of the produced technological innovation. The results show the dependence of the thermal and exergetic efficiencies on the water mass flow rates of the cold and hot sides of the absorption refrigerator.

**Keywords.** absorption refrigerator, cold and hot heat exchangers, cogeneration, exergetic analysis

## 1. Introduction

Nowadays the reduction of energy sources (water power, fossil fuel) and the increase of pollution, the research centers are maximize the available energy, using cogeneration systems.

Lazzarin *et al.* (1996) showed an experimental study with an ammonia-water absorption chiller. The system in refrigerating version able to operate down to -10°C, using a mixture of water/glycol at 35% of glycol. The study

predicts the increase of cooling capacity and operate water chiller down to  $-25^{\circ}\text{C}$  with a high concentration in ethylene glycol.

De Francisco *et al.* (2002) developed prototype of an ammonia-water absorption system for low capacity (2kW), designed for solar-powered refrigeration. The system showed a low efficiency due to the solar-powered is not enough for low temperatures in refrigeration systems.

Kodal *et al.* (2003) showed a thermoeconomic optimization study to determine the optimal operation and design parameters of irreversible absorption refrigerator and heat pump systems. The effects of the internal irreversibility, the economical parameters and the external temperatures on the global and optimal performances were discussed.

Bulgan (1997) showed a study that use low temperature ( $85\text{--}110^{\circ}\text{C}$ ) energy sources in ammonia-water absorption refrigeration system. Using the mathematical model, a thermodynamic analysis is obtained. The optimum working are determined.

Misra *et al.* (2003) developed a thermoeconomic optimization. The results showed a significant improvement in the system performance without additional investments.

The aim of this study is to find the optimum operating conditions for the ammonia water absorption chiller. The analysis is performance by doing energy and exergy balances for the system. The efficiency of the system is calculated and the results are discussed.

## 2. Description of equipment and performance

The equipment is basically a 5 ton ammonia-water absorption chiller manufacture by Robur SpA. The equipment produces simultaneously hot water up to  $65^{\circ}\text{C}$  and chilled water down to  $-5^{\circ}\text{C}$ . The mixture charge of 10.0 kg of water and 7.0 kg of ammonia. The generator is heated up by a 28 kW gas burner (LPG). The nominal cold and hot water flow rate are  $2.5\text{ m}^3/\text{h}$  and  $3.0\text{ m}^3/\text{h}$ . The only electric power required by the solution pump is 540W. The unit makes a wide variety of convenient applications available: installations where simultaneous heating and cooling output is required, (process applications, conditioning installations) where cooling and pre-heating is required (hotels, centres fitness, swimming pools, etc.); low temperature heating systems, where there are available renewable energy sources (lake water, river water or ground water).

The scheme of the chiller is showed on Fig. 1.

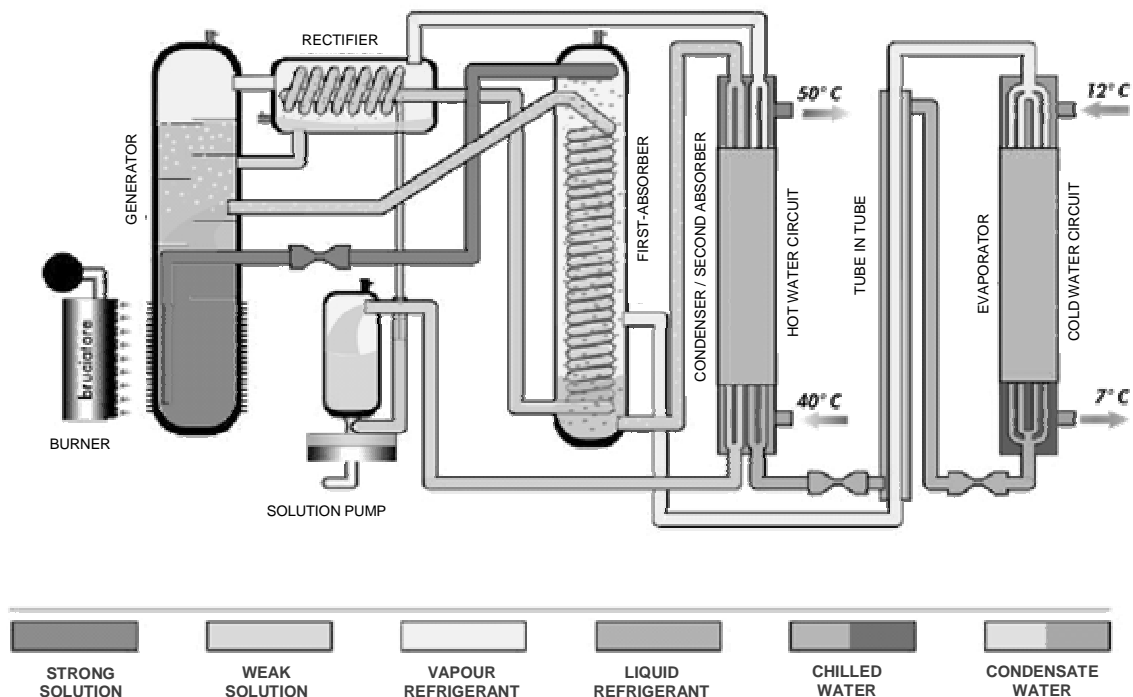


Figure 1. Ammonia-water absorption chiller (Robur, 2005).

The system showed above is composed by a generator, where the ammonia-water mixture is heated by a LPG (liquefied petroleum gas) burner. Of this step the ammonia vapour is separated, but it is mixed up with fractions of water vapour. The ammonia vapour is purified from water in the rectifier which is cooled by a solution rich in ammonia that flows after the pump. The ammonia vapour refrigerant (pure) proceed to the condenser, where it happen the heat exchange with the hot water circuit. After this step, ammonia liquid from the condenser passes through the tube in tube heat exchanger. Ammonia vapour is again produced in the evaporator, where it happen the heat exchange with the cold water circuit. The ammonia vapour is absorbed by the strong solution from generator in a first absorber cooled by the

strong solution that has just cooled the rectifier. The absorption is completed in a second absorber (condenser). Then the weak solution at the lower pressure is sending to the higher-pressure generator, using a diaphragm pump, driven by an oil rotary pump.

### 3. Mathematic model

#### 3.1. Energy analysis

The system to be analyzed is the cold and the hot water sink, that represent thermal loaded for cooling and heating, respectively. The energy balance of the system is shown below.

The capacities of cooling and heating are defined in function of project and operating parameters. The Eq.(1) shows the cooling capacity ( $\dot{Q}_L$ ) in function of the variation of the cold and hot flow rates. The heating capacity ( $\dot{Q}_H$ ) follows the same procedure, as shown in Eq.(2).

$$\dot{Q}_L = f_1(\vec{X}, \dot{m}_H, \dot{m}_L) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_H = f_2(\vec{X}, \dot{m}_H, \dot{m}_L) \quad (2)$$

The cooling and heating capacity of the system can be expressed as:

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_L \bar{c}_p \Delta T_L \quad (3)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H c_{p_w} \Delta T_H \quad (4)$$

Where ( $\dot{m}_L$ ) and ( $\dot{m}_H$ ) are the cold and hot water flow rate, and ( $\Delta T_L$ ) and ( $\Delta T_H$ ) are the differences of the outlet and inlet water temperatures for cold and hot sink.

As cold cycle use the mixture of 25% ethylene glycol in water, the specific thermal capacity of the mixture ( $\bar{c}_p$ ) is determine by Eq.(5).

$$\bar{c}_p = 0,25 c_{p_{eg}} + 0,75 c_{p_w} \quad (5)$$

For the range of temperatures use in these tests, the specific thermal capacity of ethylene glycol ( $c_{p_{eg}}$ ) and water ( $c_{p_w}$ ) are considered as constant.

The system was studied using a burn of the LPG as heat source. The heat transfer of the fuel LPG ( $\dot{Q}_{LPG}$ ) is shown in Eq.(6), where ( $\dot{m}_{LPG}$ ) is the fuel flow rate and ( $LHV_{LPG}$ ) is the lower heat value of the fuel. The LPG is a mixture of the 50% propane ( $C_3H_8$ ) and 50% butane ( $C_4H_{10}$ ).

$$\dot{Q}_{LPG} = \dot{m}_{LPG} LHV_{LPG} \quad (6)$$

The efficiencies of the system based on the first law of thermodynamics are shown in the Eqs. (7), (8) and (9). Where ( $\eta_{I,L}$ ) is the efficiency of the cold cycle, ( $\eta_{I,H}$ ) is the efficiency of the hot cycle and ( $\eta_{I,comb}$ ) is the combined efficiency.

$$\eta_{I,L} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{LPG}} \quad (7)$$

$$\eta_{I,H} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_{LPG}} \quad (8)$$

$$\eta_{I,comb} = \frac{\dot{Q}_L + \dot{Q}_H}{\dot{Q}_{LPG}} \quad (9)$$

#### 3.2. Exergy analysis

Exergy is defined as the maximum possible reversible work obtainable in bringing the state of a system to equilibrium with that of environment (Bejan *et al*, 1996). In the absence of nuclear, magnetic, electrical, and surface tension effects, the total exergy of a system can be divided in to two components: physical exergy ( $E^{PH}$ ), and chemical exergy ( $E^{CH}$ ).

$$\dot{E} = \dot{E}^{PH} + \dot{E}^{CH} \quad (10)$$

The system to be analyzed is the cold and the hot water sink, that represent thermal loaded for cooling and heating, respectively. The exergy transfer associated with a stream of matter is shown below:

$$\dot{E}^{PH} = \dot{m}(h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (11)$$

The exergy of cold cycle ( $\dot{E}_L$ ) was determined by Eq.(12), where ( $h_{i,L}$ ) and ( $s_{i,L}$ ) are enthalpies and entropies of the inlet and outlet of the mixture of cold fluid, respectively. Consider the reference temperature ( $T_0$ ) as 298,15 K.

$$\dot{E}_L = \dot{m}_L [(h_{out,L} - h_{in,L}) - T_0(s_{out,L} - s_{in,L})] \quad (12)$$

The exergy of hot cycle is shown in Eq.(13). Where ( $h_{i,H}$ ) and ( $s_{i,H}$ ) are enthalpies and entropies of the hot water, respectively.

$$\dot{E}_H = \dot{m}_H [(h_{out,H} - h_{in,H}) - T_0(s_{out,H} - s_{in,H})] \quad (13)$$

The exergy of fuel ( $\dot{E}_{LPG}$ ) was determined by Eq.(14), where ( $\dot{m}_{LPG}$ ) is the fuel flow rate and ( $\xi_{CH,LPG}$ ) is the chemical exergy of the fuel.

$$\dot{E}_{LPG} = \dot{m}_{LPG} \xi_{CH,LPG} \quad (14)$$

The efficiencies based on the second law of thermodynamics for the cold, hot and combined cycles are shown below:

$$\eta_{II,L} = \frac{\dot{E}_L}{\dot{E}_{LPG}} \quad (15)$$

$$\eta_{II,H} = \frac{\dot{E}_H}{\dot{E}_{LPG}} \quad (16)$$

$$\eta_{II,comb} = \frac{\dot{E}_L + \dot{E}_H}{\dot{E}_{LPG}} \quad (17)$$

#### 4. Results and Discussion

For evaluate the optimal parameters (cooling and heating capacity) several tests were done. The mainly aim of this study was verify the maximum cooling and heating capacity through of the variation of the cold and hot flow rate. The optimum point of any system is characterized by the high point in the middle of the plot and the low points in the extremes.

The range of operation of the machine consists in 0.3 kg/s in minimum flow rate and 0.90 kg/s in maximum flow rate. The system turns off for flow rates below 0.3 kg/s. The range of measure of the flow meter from 0.17 kg/s to 0.93 kg/s.

The Fig. (2), (3) and (4) show the variation of cold fluid flow rate from 0.33 to 0.83 kg/s in function of differences of temperatures, cooling and heating capacities and efficiencies. The hot fluid is fixed in 0.90 kg/s.

The Fig. (2) shows the differences of the water temperatures for the cooling ( $\Delta T_L$ ) and heating ( $\Delta T_H$ ) cycle in function of the variation of cold fluid flow rate.

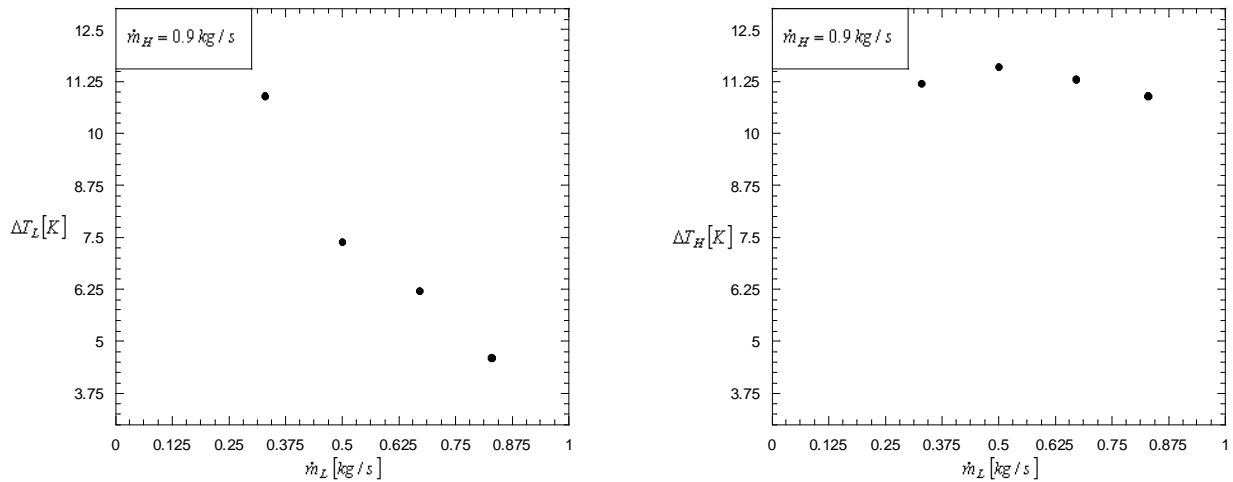


Figure 2. Variations of the cold water flow rate in function of the differences of water temperature.

It can observe in the Fig. (2) the difference of cold water decrease with the increase of cold water flow rate. On the other hand the hot water remains constant values.

The Fig. (3) shows the cooling capacity in function of the variation of cold fluid flow rate (0.33 to 0.83 kg/s).

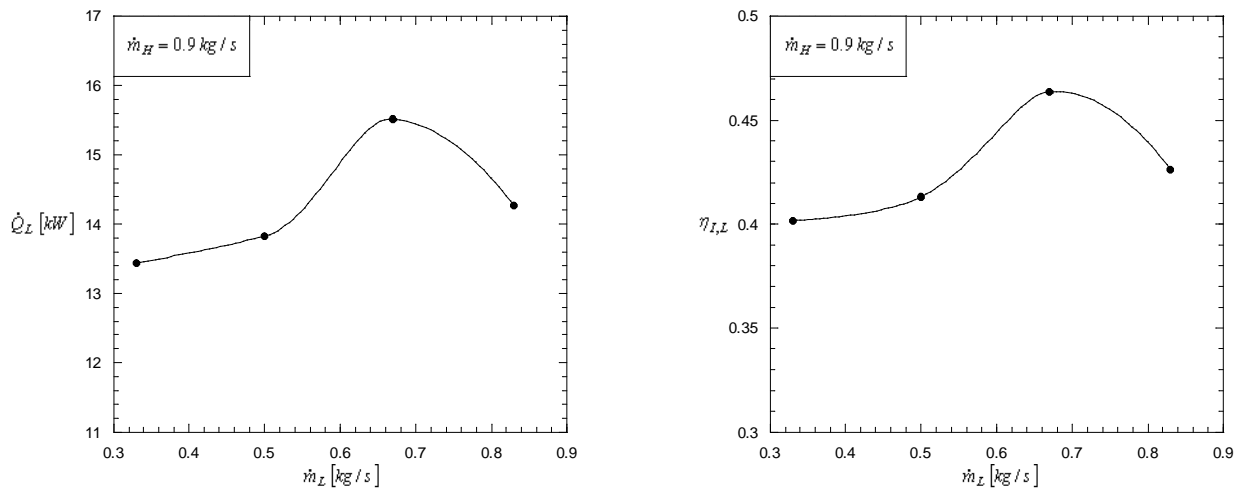


Figure 3. Variations of the cold water flow rate in function of the cooling capacity and efficiency.

This result suggest that the optimal point of the cold water flow rate for maximum cooling capacity is 0.67 kg/s. The maximum cooling capacity is 15.52 kW. This value represents 8.1 to 13.4% of gain the refrigerant effect.

The maximum First law efficiency of cold water for this flow rate variation is 46.4%.

The heating capacity did not show the same behavior of cooling capacity and efficiency for the same variation of flow rate, that mean the optimum point did not verify.

The Fig. (4) shows the exergy of cooling water in function of the variation of cold fluid flow rate.

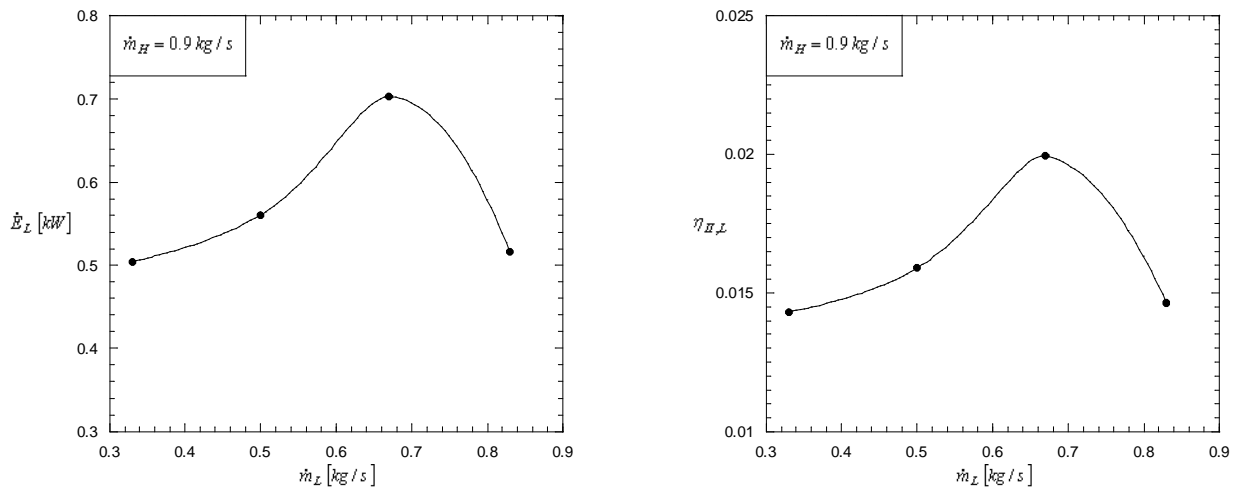


Figure 4. Variations of the cold water flow rate in function of the exergy of cooling water and efficiency.

This results confirm the optimum point as 0.67 kg/s. The maximum available work (exergy) is 0,70 kW and the maximum second law efficiency of cold water is 2.0%.

The Fig. (5), (6) and (7) show the variation of hot water flow rate from 0.50 to 0.90 kg/s in function of differences of temperatures, cooling and heating capacities and efficiencies. The cold fluid is fixed in 0.67 kg/s.

The Fig. (5) shows the differences of the water temperatures for the cooling ( $\Delta T_L$ ) and heating ( $\Delta T_H$ ) cycle in function of the variation of hot fluid flow rate.

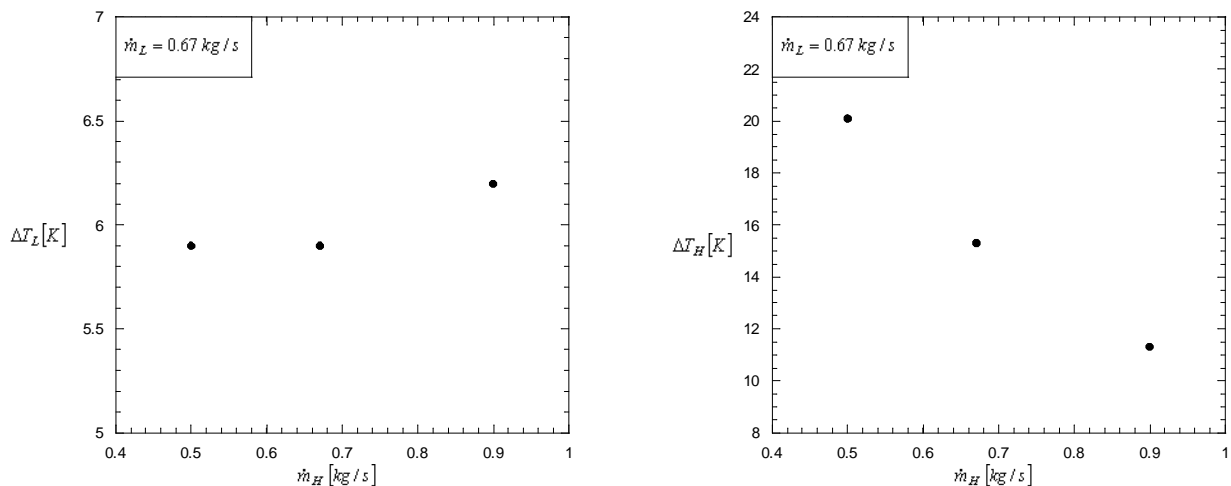


Figure 5. Variations of the hot water flow rate in function of the differences of water temperature.

The differences of hot water ( $\Delta T_H$ ) decrease while the hot water flow rate increase. The difference cold water remains constant values.

The Fig. (6) shows the heating capacity in function of the variation of hot water flow rate (0.5 to 0.9 kg/s).

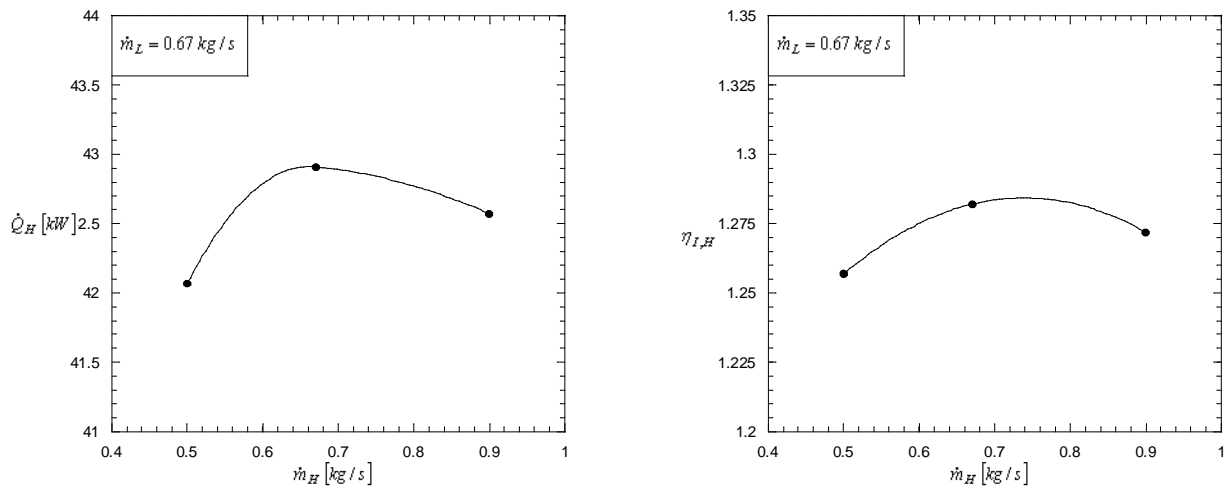


Figure 6. Variations of the hot water flow rate in function of the heating capacity and efficiency.

This result suggests that the optimal point of the hot water flow rate for maximum heating capacity is 0.67 kg/s. The maximum heating capacity is 42.9 kW. The maximum First law efficiency of cold water for this flow rate variation is 128.2%.

The Fig. (7) shows the exergy of heating water in function of the variation of hot fluid flow rate.

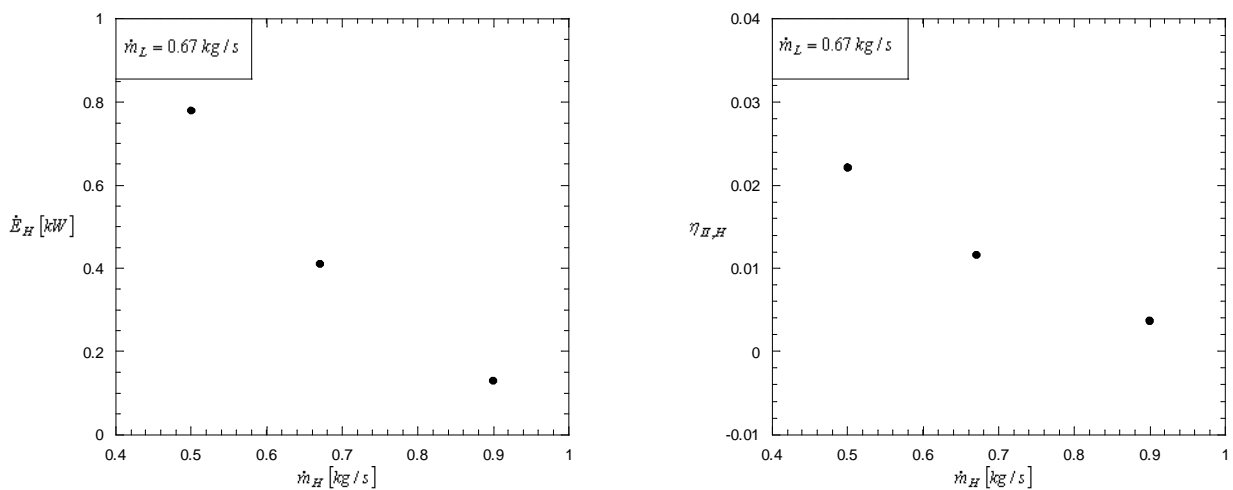


Figure 7. Variations of the hot water flow rate in function of the heating capacity and efficiency.

This result suggests a different optimum point to heating capacity. The maximum available work (exergy) must show the same optimum point.

The optimization study is performed to determine the optimal operation and design parameters for ammonia-water absorption chillers. The optimum value for cooling capacity and exergy was determined for some operation parameters: 0.67 kg/s cold fluid flow rate and 0.90 k/s hot water flow rate.

## 5. References



- Abreu, A. F.,1999,“Sistema de refrigeração por absorção intermitente: concepção, dimensionamento, construção, ensaio e considerações econômicas”, tese de doutorado, UFSP, São Paulo.
- Bejan, A.,1988, “Advanced engineering thermodynamics”, John Wiley & Sons, New York.
- Bejan, A., Moran, M., Tsatsaronis, G.,1996, “Thermal design and optimization”, John Wiley & Sons, New York.
- Bulgan, A.T.,1997, “Use of low temperature energy sources in aqua-ammonia absorption refrigeration systems”, Energy Conversation and Management 14 1431-1438.
- Conde, M.,2004, “Thermophysical properties of {NH<sub>3</sub> + H<sub>2</sub>O} solution for the industrial design of absorption refrigeration equipment”, Formulation for industrial use, Zurich.
- De Francisco, A., Illanes, R., Torres, J. L., Castillo, M., De Blas, M., Prieto, E., Garcia, A.,2002, “Development and testing of a prototype of low-power water-ammonia absorption equipment for solar energy application”, Renewable Energy 25 537-544.
- Dossat, R. J., Horan, T. J.,1995, “Princípios da refrigeração”, John Wiley & Sons, New York.
- Herold, K., E.,1996, “Absorption chillers and heat pumps”, CRC Press, Florida.
- Kodal, A., Sahin, B., Ekmekci, I., Yilmaz, T.,2003, “Thermoeconomic optimization for irreversible absorption refrigerators and heat pumps”, Energy Conversation and Management 44 109-123.
- Lazzarin, R. M., Gasparella, A., Longo, G. A.,1996, “Ammonia-water absorption machines for refrigeration: theoretical and real performances” International Journal of Refrigeration 19 239-246.
- Misra, R. D., Sahoo, P. K., Gupta,2006, “Thermoeconomic evaluation and optimization of an aqua-ammonia vapour-absorption refrigeration system”, International Journal of Refrigeration 29 47-59.
- Robur S.p.A.,2005, “Installation, start-up, use and maintenance manual”, Bergamo, It.

## **6. Copyright Notice**

The authors are the only responsible people for the printed material included in their paper.

## BANCADA EXPERIMENTAL PARA TESTES DE ENCHIMENTOS USADOS EM RESFRIADORES EVAPORATIVOS

### Barros, R.R.

Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco – Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n, Cidade Universitária, Recife, CEP 50740 530, PE, Brasil, Fone: (81) 2126 8704 Fax: (81) 21268232  
[roberio@hotmail.com](mailto:roberio@hotmail.com)

### Henríquez, R. H.

Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco – Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n, Cidade Universitária, Recife, CEP 50740 530, PE, Brasil, Fone: (81) 2126 8704 Fax: (81) 21268232  
[rjorge@ufpe.br](mailto:rjorge@ufpe.br)

### Primo, A. R. M.

Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Pernambuco – Av. Acadêmico Hélio Ramos s/n, Cidade Universitária, Recife, CEP 50740 530, PE, Brasil, Fone: (81) 2126 8704 Fax: (81) 21268232  
[armprimo@ufpe.br](mailto:armprimo@ufpe.br)

**Resumo.** Os condicionadores evaporativos existentes no mercado utilizam como enchimento uma estrutura eficiente, porém dispendiosa, com média de preço de US\$ 200.00 por m<sup>2</sup> de área, para enchimentos (pads) de aproximadamente 20 cm de espessura. Sabe-se que o enchimento corresponde a uma significativa parcela do custo de um sistema de condicionamento evaporativo. Portanto, existe o interesse natural na busca de alternativas de enchimentos que venham a diminuir o custo de sistemas evaporativos. Com este objetivo, foi projetada e construída uma bancada experimental em forma de túnel, onde pudessem ser testados materiais alternativos ao enchimento convencional de sistemas evaporativos. Para testes no túnel foram escolhidas duas fibras vegetais: sisal e coco, com abundância local e baixo custo. Como referência, foi utilizada uma superfície comercial. Como critério de desempenho foi avaliada a eficiência de resfriamento. A bancada foi concebida em módulos, de modo a facilitar: as medições, a adição de segmentos, a substituição de vários tipos de enchimento e a própria montagem e desmontagem do sistema. Cada módulo concebido possui uma função na alteração dos parâmetros psicrométricos do sistema. Os testes indicam que a presente bancada experimental pode vir a ser utilizada satisfatoriamente como túnel de testes de enchimentos evaporativos.

*Palavras chave:* resfriamento evaporativo, psicrometria, enchimento, fibra vegetal

### 1. Introdução

Os sistemas de resfriamento evaporativos são equipamentos simples, constituídos de um enchimento (material de extensa área superficial) sobre o qual goteja água, movimentada por uma bomba. Um ventilador força uma corrente de ar através da estrutura. Através de processos de transferência de calor e massa, o ar cede calor para a evaporação da água com a qual ele entra em contato. Como resultado desse processo, a água que escorre pela estrutura tem a temperatura reduzida (necessidade da torre de resfriamento) e o fluxo de ar tem umidade relativa elevada e temperatura reduzida (aplicação em condicionadores de ar). O consumo energético de aparelhos evaporativos é baixo, por necessitarem de energia apenas para movimentar uma bomba d'água e um ventilador. A parte mais dispendiosa de um sistema evaporativo é seu enchimento (*pad*), o que talvez tenha limitado sua utilização, pois tais sistemas podem ser usados em praticamente todo tipo de aplicação, exceto aquelas em que se necessita de um rigoroso controle de temperatura a baixos valores ou onde houver restrições a níveis de umidade relativa. Seu consumo de energia elétrica é cerca de 90% menor que o do ar condicionado a compressão – cerca de 5 a 10 W por hora para cada m<sup>2</sup> climatizado, enquanto o ar condicionado a compressão consome cerca de 100 Watts por hora para cada m<sup>2</sup> climatizado. O sistema evaporativo é eficiente em locais onde a umidade relativa é baixa, podendo chegar a reduzir a temperatura do ar de entrada em 11°C, com umidade relativa de 30% e temperatura de 37°C, por exemplo. Por outro lado, o condicionamento de ar evaporativo é ineficiente para locais com alta umidade relativa. Em locais de baixa umidade, há um ganho extra em usar o condicionamento evaporativo, pois ele aumenta a umidade do ar, podendo ser extremamente benéfico para a saúde. Outro ponto a se considerar é que a taxa de renovação do ar é de 100%, não havendo perigo de contaminação por mistura com ar de retorno. Deve-se também mencionar que o ar condicionado através de resfriamento evaporativo é mais limpo, pois o ar é “lavado” ao entrar em contato com a água.

Existem lugares amplos que necessitam de condicionamento de ar, como criações de animais (aves, suínos, bovinos, etc.) ou estufas, em que o uso de sistemas de compressão é inviável economicamente. Além de poder ser aplicado como sistema de condicionamento de ar em várias cidades brasileiras que possuam baixo teor de umidade relativa, o resfriamento evaporativo pode vir a melhorar as condições de trabalho em locais como fábricas, galpões industriais, usinas, etc., que são locais que não possuem condicionamento de ar, ou são até mesmo insalubres.

Tratando-se de um sistema simples, a parte mais cara do sistema de condicionamento de ar evaporativo é seu enchimento. Os condicionadores comerciais utilizam como enchimento uma estrutura extremamente eficiente, leve, fabricada em papel “kraft” corrugado e tratado com resina, de extensa área superficial, com durabilidade de cerca de dois anos. Entretanto, esse material é bastante dispendioso, com custo médio no mercado internacional de US\$200,00/m<sup>2</sup> para “pads” com espessura de vinte centímetros.

Várias fibras vegetais apresentam características propícias ao uso como enchimento de condicionadores evaporativos. Já existem estudos sobre o potencial da juta e do sisal como “pads” de sistemas evaporativos. A bucha vegetal (*luffa*) foi inclusive patenteada como “pad” evaporativo. Outra fibra vegetal, ainda não estudada é a fibra de coco (*Cocos Nucifera Linnaeus*), um produto vegetal altamente durável e com características favoráveis ao uso em sistemas evaporativos. A fibra de coco é um produto natural, de alta durabilidade, abundante e de baixo custo. A casca do coco contém tanino, uma substância altamente bactericida e fungicida. Todas essas qualidades proporcionam características para um enchimento durável, econômico e eficaz, podendo contribuir para aumentar o uso do resfriamento evaporativo, pela redução do custo do sistema.

Para o estudo da eficiência térmica de fibras vegetais abundantes no território brasileiro, foi projetada e construída um bancada experimental em forma de túnel, para simulação e medição das propriedades do ar atmosférico, com uma concepção modular. Esta bancada foi concebida em módulos, de modo a facilitar as medições, a adição de segmentos, a substituição de vários tipos de enchimento e a própria montagem e desmontagem do sistema. Cada módulo concebido possui uma função na alteração dos parâmetros psicrométricos do fluxo de ar. O primeiro é responsável pela redução da umidade específica do ar, o segundo pelo aquecimento e/ou umidificação do ar e o terceiro pela medição da temperatura e umidade relativa. O quarto módulo é vazio, o quinto é dedicado ao teste das estruturas a serem utilizadas como enchimento. No sexto módulo procede-se à medição da temperatura e da umidade relativa. O sétimo módulo permite o acoplamento da secção transversal quadrada do sexto módulo, com a secção transversal circular do sétimo módulo. Na secção final do túnel, um exaustor axial responsável pela vazão de ar.

Como critério do desempenho foi avaliada a eficiência de resfriamento das fibras vegetais analisadas.

## 2. Breve revisão bibliográfica do resfriamento evaporativo

Os primeiros vestígios da utilização do resfriamento evaporativo remontam à antiguidade, onde o homem utilizava-se do resfriamento evaporativo e seus efeitos na construção de edificações e armazenamento de água. No antigo oriente, relatos bíblicos e fontes literárias relatam gravuras de escravos abanando jarros de argila contendo água, para resfriar seu conteúdo. Hoje, sabe-se que uma fração da água armazenada evapora através da parede do vaso, resfriando o líquido. O grande inventor Leonardo Da Vinci, em 1452, idealizou um resfriador evaporativo em forma de roda d'água. A seguir são relacionados alguns trabalhos referentes ao resfriamento evaporativo na presente década.

Liao et al. (2002), desenvolveram um túnel de vento compacto para simular sistemas de resfriamento evaporativo e provar o desempenho do sistema. Duas alternativas de material fabricados em PVC foram utilizadas como enchimento. Foram investigados experimentalmente os efeitos de alguns parâmetros na eficiência de resfriamento evaporativo: velocidade do ar, vazão de água, pressão estática e espessura do enchimento. O procedimento utilizado no estudo permite avaliar com precisão o resfriamento evaporativo em termos da eficiência de resfriamento e da perda de pressão estática. As eficiências apresentadas pela esponja grossa de PVC variaram de 63,88 a 64,77%, 80,50 a 81,68% e 81,75 a 86,32%, respectivamente, para as espessuras de 50, 100 e 150 mm e velocidade do ar de 1,0 a 1,5 m/s. As eficiências apresentadas pela esponja fina de PVC variaram de 47,22 a 57,23%, 62,93 a 72,25% e 76,68 a 85,51%, respectivamente, para as espessuras de 50, 100 e 150 mm.

Al-Sulaiman, (2002) avaliou o desempenho de três fibras vegetais usadas como enchimento no resfriamento evaporativo. As fibras escolhidas foram palma, juta e bucha vegetal (*luffa*). Como referência, foi utilizado um enchimento comercialmente conhecido. O critério de desempenho incluiu a eficiência de resfriamento, o desempenho do material e a eficiência contra a degradação. Os resultados mostraram que, na avaliação da eficiência de resfriamento a juta obteve 62,1%, comparada a 55,1% da bucha vegetal, 49,9% para o enchimento comercial de referência e 38,9% para a fibra da palma. Nos testes de desempenho do material compreendendo deposição de sal e biodegradação, a juta apresentou menor deposição de sal, seguida das fibras de palma e da bucha vegetal (*luffa*). O enchimento comercial apresentou a maior deposição de sal. O teste de resistência à formação de mofo foi mais propício para a bucha vegetal (*luffa*), seguido da fibra de palma. O enchimento comercial e a juta apresentaram baixo desempenho neste item. Os resultados da perda de eficiência de resfriamento com o tempo, indicaram que a bucha vegetal (*luffa*) obteve maior desempenho que as demais fibras. Neste quesito a fibra de palma e o enchimento comercial apresentam uma significativa redução na eficiência de resfriamento. Por outro lado a juta apresenta baixos valores quando o tema é deterioração. O resultado total indica que a bucha vegetal (*luffa*) oferece maior vantagem que as demais fibras testadas. Entretanto, se a superfície da fibra de juta for tratada para oferecer maior resistência à formação de mofo, seria esta a melhor alternativa como enchimento evaporativo.

Jameel et al. (2002), usaram um modelo detalhado para torres de resfriamento em contra corrente para investigar as características de desempenho. A validação do modelo é testada experimentalmente reportando-se à literatura. O desempenho térmico da torre de resfriamento é claramente explicado em termos da variação da temperatura da água e do ar, como também o potencial motriz para transmissão e transferência de calor e evaporação, ao longo da altura da

torre. A contribuição relativa de cada modo de transferência de calor na torre de resfriamento é estabelecida. É demonstrado como exemplo, que o modo predominante de transferência de calor é a evaporação. Por exemplo, a evaporação contribui com cerca de 62.5% do total de calor transferido ao fundo da torre e quase 90% ao topo da torre. A variação na temperatura do ar e da água ao longo da altura da torre (linha de processo) é explicada na carta psicrométrica.

Camargo et al. (2002), publicaram trabalho sobre sistemas de resfriamento evaporativo acoplados a desumidificadores dessecantes. Essa tecnologia tem emergido como alternativa ou como complemento aos sistemas convencionais de refrigeração por compressão de vapor. Os sistemas de resfriamento evaporativo utilizando pré-umidificação por adsorção apresentam perspectivas promissoras para condicionamento de ar de conforto, principalmente em regiões em que a umidade do ar é alta. Podem ser utilizados em sistemas de co-geração em que o calor necessário à reativação pode ser obtido dos gases de escape de turbinas a gás ou de motores de combustão interna ou ainda do vapor em ciclos que utilizam turbinas a vapor. O sistema utilizado é composto por um desumidificador dessecante rotativo acoplado a dois resfriadores evaporativos diretos e a um indireto. Na configuração do sistema, o ar externo é primeiramente misturado com o ar de retorno e passa pelo desumidificador perdendo calor latente (umidade) e ganhando calor sensível (temperatura). Logo após ele é resfriado primeiramente num resfriador evaporativo indireto (REI) e a seguir em uma unidade de resfriamento evaporativo direto (RED), sendo introduzido no ambiente condicionado em condições de temperatura e umidade satisfatórias ao conforto humano. Estudou-se a aplicação do sistema acoplado, resfriamento evaporativo e desumidificação por adsorção, às condições climáticas de oito cidades brasileiras, concluindo que é possível atingir-se, com esse sistema, a zona de conforto humano em regiões de clima úmido.

Kloppers et al. (2004), formularam um estudo detalhado das equações de transferência de calor e massa em resfriamento evaporativo em torres de resfriamento. As equações que governam o rigoroso método de análise de Poppe são derivadas de princípios básicos. O método de Poppe é bem empregado para a análise de torres de resfriamento híbridas com o estado do ar de saída previsto. As equações que governam o método de análise de Merkel são obtidas depois que algumas simplificações assumidas são feitas. A equação do método da efetividade NTU aplicado a torres de resfriamento são apresentadas. As equações que governam o método de Poppe são estendidas para obter-se mais detalhes na representação do número de Merkel. Neste trabalho, as diferenças na análise da transferência de calor e massa e as técnicas de solução pelos métodos de Merkel e Poppe são descritos com ajuda dos diagramas de entalpia e cartas psicrométricas.

El-Dessouky (2004) construiu e testou um equipamento experimental operando com o sistema de resfriamento evaporativo em dois estágios. O conjunto foi formado por uma unidade de resfriamento evaporativo indireto seguido por uma unidade de resfriamento evaporativo direto e foi testado durante o verão de uma região do Kuwait, com temperatura de bulbo seco acima de 45 °C. O sistema foi testado em função da espessura do enchimento e da vazão do fluxo de água da unidade do sistema direto. Outros parâmetros incluíram a vazão do fluxo de água para a unidade do sistema indireto e a modalidade para operar a troca de calor. Resultados mostraram que a eficiência dos sistemas conjuntos, diretos e indiretos, varia de 90 a 120%. No sistema indireto a eficiência varia na faixa de 20 a 40%; no sistema direto varia entre 63 a 93%.

### 3. Túnel de ensaio evaporativo

Para a simulação das condições do ar atmosférico foi construído um túnel montado em módulos conforme Fig. (1). Nas figuras deste trabalho  $m_a$  é a massa de ar,  $m_v$  é a massa de vapor, que adentram uma secção,  $h$  é a entalpia,  $\omega$  é a umidade absoluta e TBS é a temperatura de bulbo seco.

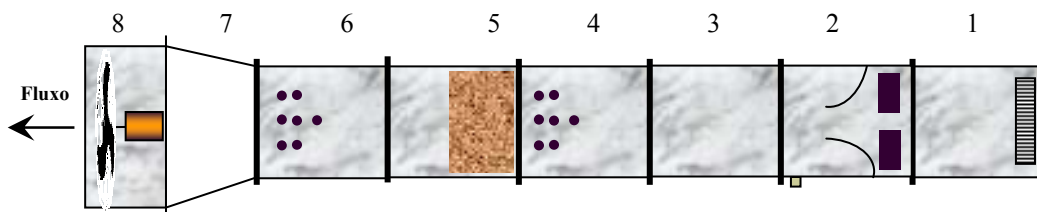


Figura 1. Esquema da bancada experimental em forma de túnel.

O módulo 1 apresenta uma serpentina de resfriamento com capacidade de 18.000Btu/h (dados do fabricante), onde o fluxo de ar é resfriado até uma temperatura inferior à sua temperatura de orvalho ocorrendo condensação de parte do vapor de água da mistura, conforme evidencia a Fig. (2). Nesta figura é mostrado o processo de desumidificação por resfriamento, que descreve uma trajetória curva apontando para a linha de saturação. Caso a serpentina fosse suficientemente grande, o estado final seria aquele indicado pelo ponto 2', onde o ar estaria com 100% de umidade relativa e teria atingido a temperatura da serpentina na seção de saída.

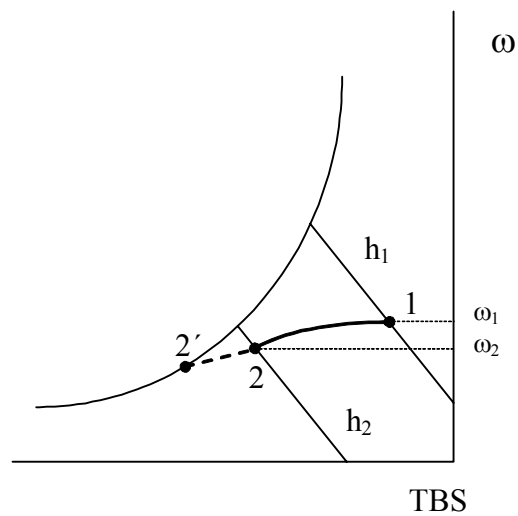


Figura 2. Foto da serpentina de resfriamento posicionada na entrada do túnel. Ao lado observa-se o diagrama psicrométrico do processo de desumidificação

O módulo 2 apresenta duas resistências de aquecimento totalizando 2.5kW, como evidencia a Fig. (3). A potência das resistências é regulada por um variador de tensão, onde é feito um aquecimento sensível, ou seja, calor é fornecido à corrente de ar sem, contudo, incorrer em uma variação do teor de vapor de água na mistura. Trata-se, portanto, de um processo onde a umidade absoluta é constante, como indicado pela Fig. 3.

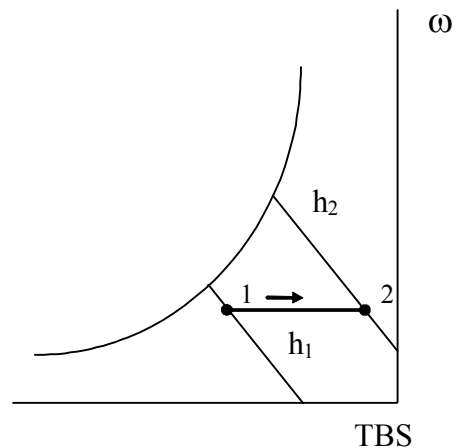
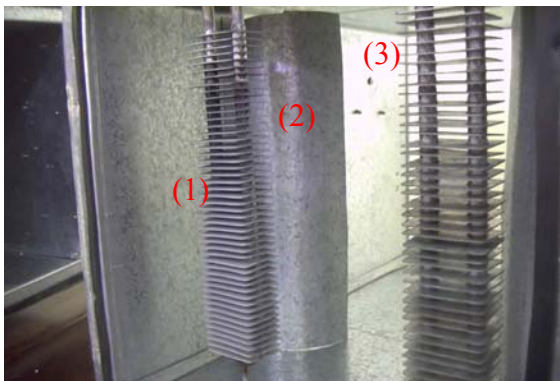


Figura 3. Foto mostrando (1) resistências elétricas internas ao túnel, (2) defletores e (3) aspersor. Ao lado pode ser visualizado o diagrama psicrométrico do processo de aquecimento sensível.

No mesmo módulo foi colocado um bico aspersor de uma pistola de pintura com água, onde é feita uma umidificação adiabática (nenhum calor é transferido), como é mostrado pela Fig. (4).

O módulo 3 é vazio e serve para suavizar as condições de escoamento do ar, bem como para uma futura introdução de equipamentos/sensores de medição. No módulo 4, como indicado pela Fig. (5), foram introduzidos sensores para medição de temperatura (termopares tipo T) e umidade relativa (sensor capacitivo). Os termopares e o sensor de umidade foram conectados a um sistema de aquisição de dados. A medição da velocidade do ar foi feita através da introdução, nesta seção, de um anemômetro de fio quente.

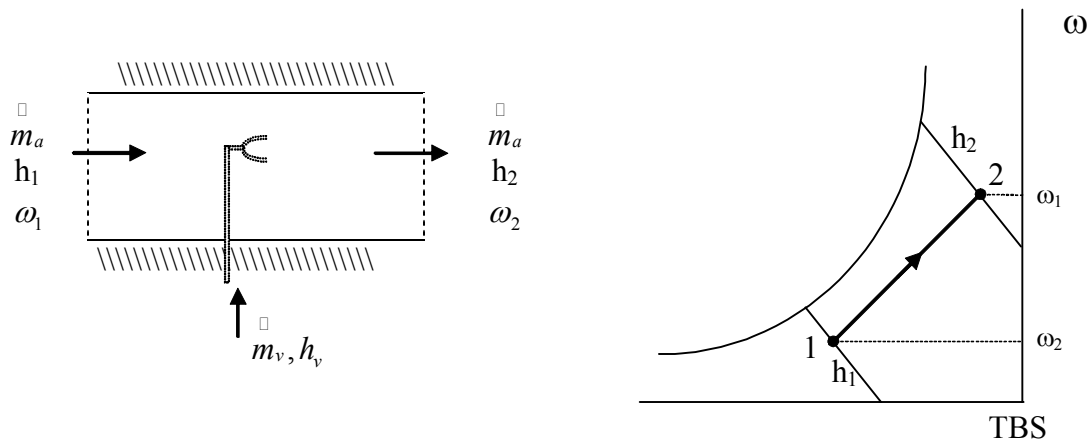


Figura 4. Esquema do dispositivo de aspersão utilizado. Ao lado mostra-se, em diagrama psicrométrico, o processo de umidificação adiabática.



Figura 5. Foto mostrando a fixação dos termopares e higrômetro internamente ao túnel.

O módulo 5 abriga o enchimento. Foram testados dois arranjos de fibras vegetais (sisal e coco), onde na parte superior uma árvore de distribuição molha uniformemente com água as fibras que estão em contato com o ar a ser resfriado em fluxo cruzado. O arranjo feito nas fibras favorece o escoamento da água, como mostrado no esquema da Fig. (6). A Figura (7) mostra os módulos de teste com a fibra de coco e com o sisal, os quais foram introduzidos no módulo 5.

O módulo 6 é uma repetição do quarto módulo, com a finalidade de medir propriedades psicrométricas do ar após a passagem pelo enchimento evaporativo. Sensores para medição de temperatura e umidade, ligados a um sistema de aquisição de dados, são posicionados para obter as propriedades do fluxo de ar após sua passagem pelo módulo de testes. A velocidade do ar era novamente medida através de um anemômetro de fio quente.

O módulo 7 corresponde ao acoplamento da seção quadrada do túnel para a seção transversal circular do ventilador.

O módulo 8 contém o próprio ventilador axial, responsável pela vazão de ar interna do túnel, a qual era alterada pelo uso de um variador de voltagem.

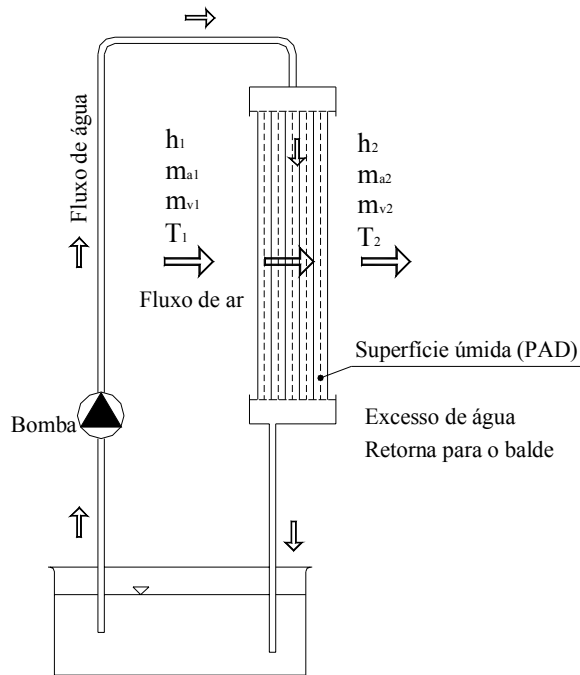
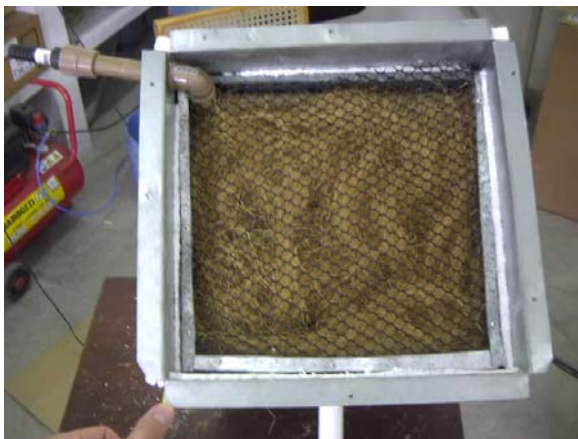


Figura 6. Esquema de bombeamento para umidificação das estruturas de teste.



a)



b)

Figura 7. Módulos de testes com a) fibra de coco e b) sisal.

#### 4. Ensaio Experimentais

Neste item são mostradas algumas características das fibras vegetais escolhidas, é discutido o critério de comparação utilizado no presente trabalho e ao final são mostrados alguns gráficos que mostram a funcionalidade do túnel para diversas variações nas condições de operação. Ao final deste item é feita uma breve discussão dos dados obtidos.

##### 4.1. Características das fibras escolhidas

Uma avaliação preliminar das propriedades físicas das fibras foi feita para mostrar a capacidade de retenção de água em cada fibra, como pode ser visto na Tab. 1.

Como referência foi tomado o enchimento (pad) comercial usual, que apresenta uma absorção de 250% +/- 25% e possui 1,8m<sup>2</sup>/kg +/- 10%, segundo a AEC, (2005).

Tabela 1. Propriedades físicas das fibras selecionadas

Fibra	Diâmetro médio [mm]	Massa seca [g]	Massa saturada [g]	Quantidade de água absorvida [g]	%
Sisal	2,56	100,0	231,0	131,0	131,00
Coco	5,40	97,5	178,5	81,00	83,07

#### 4.2. Critério de comparação

A avaliação da performance das fibras naturais é feita de acordo com o critério da eficiência do resfriamento, definida na Eq. (1) (ASHRAE, 1983):

$$E_f = \frac{T_{ent.} - T_{saida}}{T_{ent.} - T_{sat.}} \quad (1)$$

onde  $E_f$  é a eficiência do resfriamento para fibras limpas, com ausência de impurezas,  $T_{ent.}$  é a temperatura de bulbo seco na entrada do módulo de testes,  $T_{saida}$  é a temperatura de bulbo seco na saída do módulo de testes e  $T_{sat.}$  a temperatura de saturação na saída do módulo de testes.

Teoricamente os painéis evaporativos podem apresentar uma eficiência de até 100%. As eficiências normalmente adotadas são de 80 a 90%, por questões de viabilidade econômica.

Os resultados médios obtidos a partir da Eq. (1) indicaram eficiências na faixa de 50%, sendo que a fibra de coco obteve os melhores valores, seguida do sisal e do enchimento de referência. Esses resultados são apenas indicativos da possibilidade de substituição do enchimento comercial por enchimentos fabricados a partir de fibras naturais, uma vez que percebeu-se uma influência do meio externo nos resultados, devido a concepção do módulo de teste favorecer a entrada de ar exterior, como ilustrado nos gráficos do próximo sub-item.

#### 4.3. Teste do túnel

A bancada experimental foi testada (Figs. (8), (9) e (10)) para variações da velocidade do ventilador (maior ou menor vazão de ar no túnel), acionamento da bomba d'água (fibras molhadas) e acionamento da serpentina de resfriamento (diminuição da umidade absoluta), através do acionamento do ar condicionado janela (ACJ) no túnel. Foram variadas as potências das resistências e a vazão na pistola de aspersão. Deve-se frisar que estes resultados são apenas resultados preliminares, que indicam a resposta da bancada experimental a variações de diversas condições de operação do túnel, tendo-se utilizado duas fibras vegetais e a estrutura comercial de referência (*honey comb*).

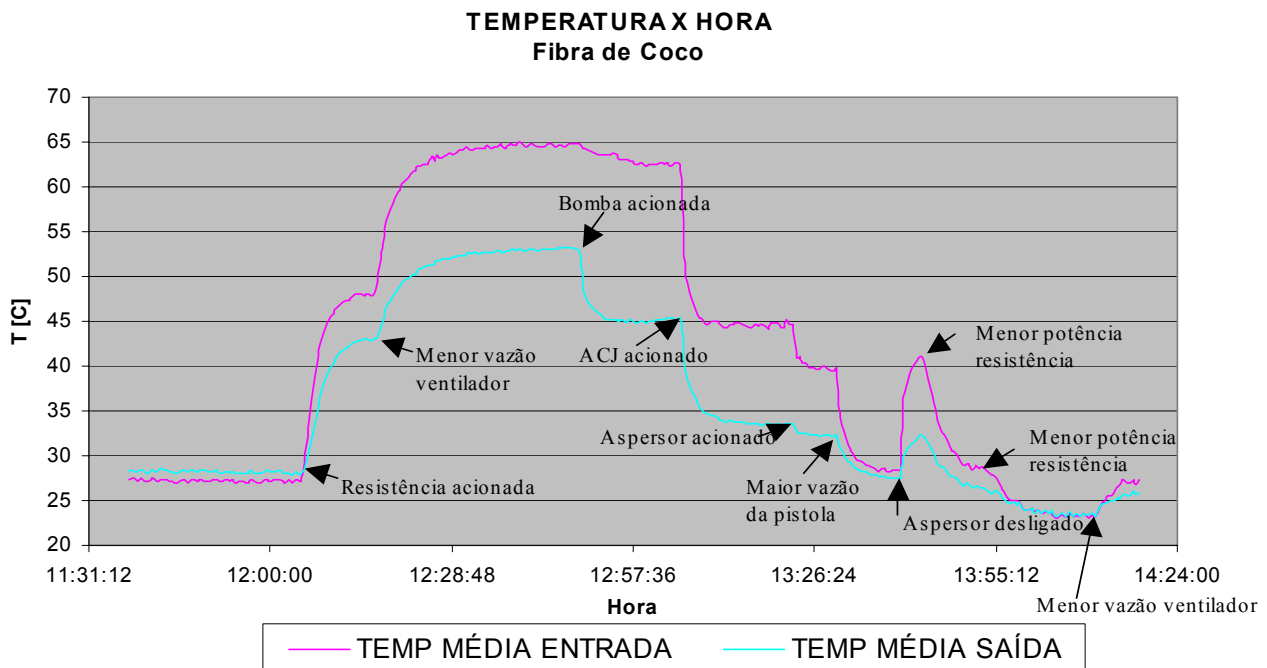


Figura 8. Temperatura x Tempo para a fibra de coco.



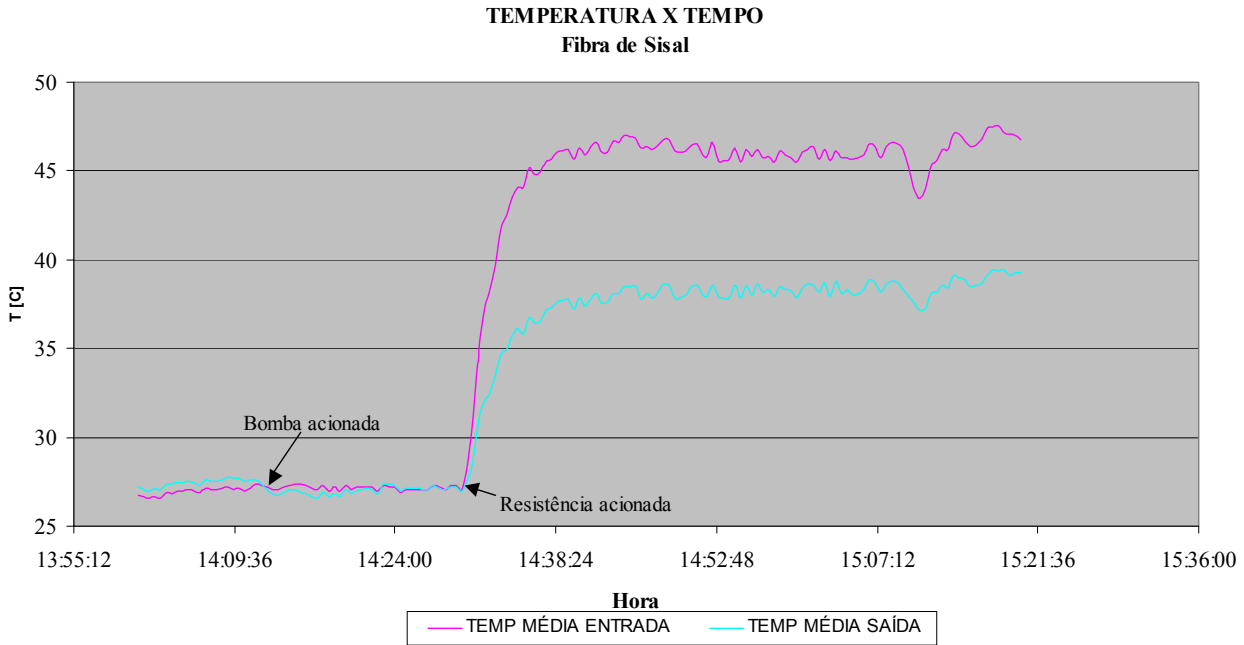


Figura 9. Temperatura x Tempo para a fibra de sisal.

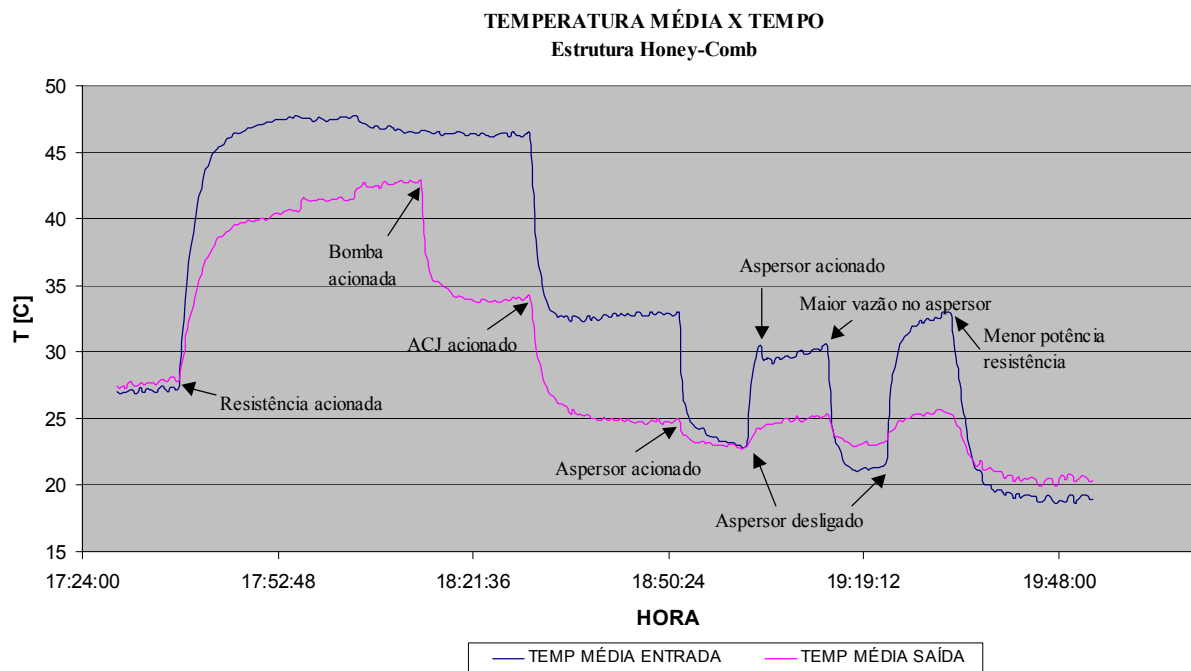


Figura 10. Temperatura x Tempo para o enchimento de referência (estrutura *honey-comb*).

#### 4.4. Discussão dos resultados

As Figs. (8), (9) e (10) indicam a variação da temperatura média na seção anterior ao enchimento (curva azul) e na seção posterior ao enchimento (curva vermelha). Percebe-se que os resultados qualitativos indicam boas perspectivas para a bancada. Verifica-se que há uma diferença de temperatura entre a entrada e a saída do módulo onde se localiza o enchimento, que é saturado de água antes de ser introduzido no túnel. Essa diferença aumenta quando a bomba d'água é acionada. Percebe-se também a influência do acionamento do ACJ, que causa uma diminuição da diferença de temperatura do ar entre a entrada e a saída do módulo, provavelmente pela diminuição da temperatura do ar na entrada.

A presença do funcionamento do aspersor foi também notada, indicando os efeitos de um mais alto grau de umidade relativa da corrente de ar dentro do túnel.

## **5. Conclusões**

No presente trabalho foi proposta a apresentação de uma bancada experimental para avaliar o desempenho térmico de materiais utilizados como enchimento de sistemas evaporativos. A bancada foi construída em forma de um túnel, composta de módulos, que permitem a medição ou introdução de equipamentos de medição, bem como sua própria montagem, desmontagem e expansão. Sensores de temperatura (termopares tipo T) e de umidade (higrômetros capacitivos) ligados a um sistema de aquisição de dados forneceram valores de temperatura e umidade nas secções anterior e posterior ao módulo de enchimento. Duas fibras vegetais, a fibra de coco e a fibra de sisal foram testadas em comparação a dados conseguidos com o teste do enchimento evaporativo usual, de papel tratado.

A bancada forneceu valores quantitativos para a eficiência dos enchimentos testados, mostrando uma melhor eficiência para a fibra de coco, seguida da fibra de sisal e do enchimento comercial, indicando que as fibras vegetais podem vir a ser um valioso material para enchimento de sistemas evaporativos.

Alguns problemas devem ser corrigidos, como o de infiltração de ar, detectado pelas medições com o anemômetro de fio quente. Deve-se também escolher seriamente o arranjo das fibras, para que a performance destas seja otimizada.

Apesar de fornecer valores quantitativos, a funcionalidade da bancada foi testada, tendo esta mostrado uma variação de parâmetros condizente com as alterações efetuadas nas variáveis do túnel. Portanto essa bancada pode ser usada satisfatoriamente como secção de testes de materiais alternativos ao enchimento evaporativo comercial.

## **6. Agradecimentos**

Os autores agradecem ao CNPq pelo suporte ao presente trabalho na forma de uma bolsa de mestrado.

## **7. Referências**

- AEC, 2005, American Excelsior Company, [www.amerexcel.com](http://www.amerexcel.com)
- Al-Sulaiman, F., 2002., "Evaluation of the performance of local fibers in evaporative cooling". *Energy Conversion and Management*, 43, pp. 2267-2273.
- ASHRAE, 1983, "Evaporative air cooling equipment", American Society of Heating, Refrigeration and Airconditioning Engineers, In: *ASHRAE Equipment Handbook*, Atlanta, part 1: Air-handling equipment, 4, pp. 1-10.
- Camargo, J. R., Ebinuma, C., 2002, "Sistemas de resfriamento evaporativo acoplados a desumidificadores dessecantes para diversas cidades brasileiras". II Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 12/16 ago 2002, João Pessoa, PB, Brasil.
- El-Dessouky, H.; Ettouney, H.; Al-Zeefar, A., 2004, "Performance analysis of two-stage evaporative coolers. *Chemical Engineering Journal*", 102, pp. 255-266.
- Jameel, K., Yaqub, M. and Zubair, S. M., 2002, "Performance characteristics of counter flow wet cooling towers", Elsevier Science Ltd.
- Kloppers, J.C. and Kröger, D.G., 2005, "A critical investigation into the heat and mass transfer analysis of counterflow wet-cooling towers", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, pp.765-777.
- Liao, C.-M. and Chiu, K.-H., 2002, "Wind tunnel modeling the system performance of alternative evaporative cooling pads in Taiwan region". *Building and Environment*, 37, pp.177-187.

## EXPERIMENTAL SECTION FOR TESTING OF EVAPORATIVE COOLING PADS

*Abstract. Evaporative cooling unities on the market use an efficient but expensive cooling pad, with medium prices of US\$ 200.00 each m<sup>2</sup>, for pads of 20 cm width. It is known that a significant part of costs of evaporative cooling systems correspond to the cooling pad. Therefore, there is a natural interest on alternatives that contributes to reduce its costs. Under this direction, an experimental section of tests was projected and built, in form of a modular tunnel, where alternative cooling pads could be tested. Two vegetal fibers were chosen for the tests: coconut fiber and sisal fiber, both presenting local abundance and of low cost. To contrast their efficiencies, a commercial cooling pad was tested. The cooling efficiency was used as the performance criterion. The section tests was conceived in modules, in order to facilitate: the measurements, the addition of segments, the change of cooling pads and the proper assembly and dismount of the system. Each conceived module possess a function in the change of psicrometric parameters of the system. The tests indicate that the present experimental test section could be used satisfactorily to test evaporative cooling pads.*

*Keywords: evaporative cooling, psicrometry, cooling pad, vegetal fiber.*

## **DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO EQUILÍBRIO LÍQUIDO-VAPOR, DA DENSIDADE E DA VISCOSIDADE DE MISTURAS DE ÓLEO LUBRIFICANTE E ISOBUTANO (R-600a)**

**Moisés A. Marcelino Neto**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 88040-900, Brasil.  
[moises@polo.ufsc.br](mailto:moises@polo.ufsc.br)

**Jader R. Barbosa Jr.**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 88040-900, Brasil.  
[jrb@polo.ufsc.br](mailto:jrb@polo.ufsc.br)

**Resumo.** O aquecimento global e a destruição da camada de ozônio têm motivado a substituição dos refrigerantes halogenados por fluidos refrigerantes ditos naturais, como o dióxido de carbono (R-744) e o isobutano (R-600a). Apesar da identificação e a caracterização termofísica de lubrificantes para sistemas de refrigeração que operam com refrigerantes naturais terem sido alvo de alguns estudos, ainda existe uma lacuna na literatura no que diz respeito à combinação de refrigerantes naturais e óleos sintéticos (como, por exemplo, os óleos poliol éster, POE). O presente trabalho tem por objetivo determinar experimentalmente propriedades termofísicas (solubilidade, viscosidade e densidade da fase líquida) de misturas de R-600a e um óleo sintético (POE ISO 7) para pressões de 1 a 10 bar e temperaturas de 10 a 60°C. Os dados experimentais são analisados e correlacionados à luz de modelos de coeficiente de atividade para o Equilíbrio Líquido-Vapor e correlações a partir de expansões de Redlich-Kister de primeira ordem para parâmetros em excesso associados ao volume molar e à viscosidade dinâmica.

*Palavras chave:* mistura óleo-refrigerante, propriedades termofísicas, refrigerantes naturais, modelagem termodinâmica

### **1. Introdução**

A restrição imposta à utilização de substâncias Cloro-Flúor-Carbono (CFC) e Hidro-Flúor-Carbono (HFC) pelos Protocolos de Montreal e Kyoto tem motivado a pesquisa sobre fluidos refrigerantes alternativos e o projeto e dimensionamento de sistemas de refrigeração e componentes (por exemplo, compressores) confiáveis e eficientes para operarem com estes fluidos. Entre os substitutos potenciais dos refrigerantes responsáveis pelo aquecimento global e pela destruição da camada de ozônio estão os refrigerantes ditos naturais, como a amônia (NH<sub>3</sub>), o dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), a água (H<sub>2</sub>O) e um grupo de hidrocarbonetos de cadeia curta (etano, etileno, propano, propileno, butano e isobutano). O isobutano (R-600a), fluido refrigerante já utilizado em algumas aplicações, é um refrigerante atrativo pelo seu Potencial de Depleção de Ozônio (ODP) zero, seu baixo Potencial de Aquecimento Global (GWP), seu baixo custo, e pelo seu desempenho comparável aos dos HFCs (dentre os quais destaca-se o R-134a). No entanto, o R-600a tem o inconveniente de ser inflamável em concentrações de 2 a 10% em volume em ar, o que o impede de ser adotado mais amplamente em alguns países (Vestergaard, 2003).

Em compressores de refrigeração, o fluido refrigerante entra em contato com o óleo lubrificante empregado na lubrificação de suas partes móveis. Com isso, parte do refrigerante é absorvida pelo óleo, formando uma solução líquida de propriedades físicas distintas das dos componentes puros. Devido à grande diferença entre as viscosidades do refrigerante líquido e do óleo puros, o refrigerante dissolvido pode diminuir substancialmente a viscosidade da mistura, podendo comprometer a lubrificação da folga pistão cilindro e a integridade dos mancais. Assim, o conhecimento da viscosidade e do teor de refrigerante dissolvido no óleo a uma dada temperatura é de fundamental importância para a confiabilidade extensão da vida-útil do equipamento.

Devido a fortes assimetrias moleculares, o comportamento das fases de misturas de óleo e refrigerante em equilíbrio é geralmente complexo, exibindo faixas de imiscibilidade e equilíbrio líquido-líquido-vapor (ELLV). Neste aspecto, o conhecimento do equilíbrio de fases e do comportamento das propriedades físicas também são importantes na seleção do par óleo-refrigerante para uma dada aplicação. Dependendo dos limites de miscibilidade da mistura, parte do óleo pode, ao migrar do compressor para as regiões de baixa temperatura do sistema, levar à formação de uma fase líquida rica em óleo que contribui para a degradação da transferência de calor no evaporador e acentua os riscos de entupimento do dispositivo de expansão.

O objetivo do presente trabalho é determinar experimentalmente a solubilidade, a viscosidade dinâmica e a densidade da fase líquida de uma mistura de R-600a e óleo lubrificante sintético poliol éster POE ISO 7 para temperaturas entre 10 e 60°C. Uma bancada experimental foi construída especialmente para este fim, de forma a realizar simultaneamente a medição destas três propriedades. Além da caracterização experimental, o presente trabalho apresenta correlações dos dados experimentais com modelos de equilíbrio líquido-vapor (ELV) baseados na teoria de coeficientes de atividade (Redlich *et al.*, 1952; Heil e Prausnitz, 1966) e os resultados de solubilidade são explorados à luz do desvio do comportamento de solução ideal. Os resultados de densidade e viscosidade são primeiramente

comparados a teorias baseadas no comportamento ideal de soluções e, em seguida, correções para o desvio da idealidade são propostas a partir de expansões de Redlich-Kister de primeira ordem para o volume molar em excesso e para a energia de ativação do escoamento viscoso em excesso (Glasstone et al, 1941; Tabor, 1991).

Devido à sua importância e abrangência, diversos estudos experimentais e teóricos envolvendo equilíbrio de fases e caracterização termofísica de misturas de fluidos refrigerantes e óleos lubrificantes podem ser encontrados na literatura. Artigos de revisão foram recentemente publicados por Marsh *et al.* (2002) e Assael *et al.* (2003), de maneira que uma revisão extensa não será repetida aqui. O efeito de um lubrificante POE 68H sobre a pressão de equilíbrio, a densidade do líquido e a viscosidade foi apresentado por Martz e Jacobi (1994) para R-22, R-125, R-134a e R-410A em função da temperatura e da concentração. Os desvios do comportamento de mistura ideal foram interpretados usando coeficientes de atividade e se manifestaram em três caminhos: positivo, negativo e desvio misto com relação à Lei de Raoult. Seis modelos diferentes foram usados para correlacionar os dados experimentais: Wilson, Heil e Prausnitz, NRTL, UNIQUAC, e duas extensões da relação de Wilson propostas por Wang e Chao e Tsuboka e Katayama (Martz e Jacobi, 1994). Uma comparação das previsões de pressão para cada modelo sobre uma ampla faixa de concentrações e temperaturas mostrou que o modelo de Heil e Prausnitz (1966) apresentou o melhor desempenho.

Atualmente, percebe-se uma certa lacuna na literatura no que se refere à pesquisa experimental e teórica para as misturas de R-600a e óleo lubrificante. Spauschus *et al.* (1994) apresentaram dados de solubilidade e de viscosidade para misturas de óleos lubrificantes minerais e sintéticos com R-290 (propano) e R-600a. Verificou-se que ambos os refrigerantes exibiam solubilidade limitada em óleo polialquilenol glicol (PAG) em temperaturas de 30 a 100°C, enquanto a solubilidade em óleo POE era intermediária entre o PAG e os lubrificantes do tipo mineral e alquibenzeno.

## 2. Materiais e Métodos

### 2.1. Aparato e Procedimento Experimental

Um aparato experimental (ver Fig. 1) foi desenvolvido para medir a pressão de vapor, a solubilidade, a viscosidade e a densidade de misturas de refrigerantes e óleos lubrificantes. Primeiramente, são colocadas massas de óleo e refrigerante no interior do reservatório de equilíbrio (2), fabricado em alumínio, com diâmetro externo de 115 mm mm, espessura de parede de 12 mm mm e volume interno de aproximadamente 4 l. A temperatura de equilíbrio da mistura é estabelecida por um banho termostático (MQTB Microquímica) (1), que faz circular a água de refrigeração no tanque de acrílico (6), dentro do qual é imerso o reservatório de equilíbrio. A pressão de equilíbrio é, portanto, neste experimento, a variável dependente. Uma bomba de engrenagens (Tuthill, modelo TXS2.6) (5) faz circular a mistura líquida no aparato experimental. A mistura é inicialmente dirigida a um transdutor de vazão em massa do tipo Coriolis (Danfoss, modelo DI 1.5) (4) que registra tanto a vazão como a densidade do fluido. A jusante do transdutor de vazão encontra-se um cilindro oco soldado à parede do tanque no qual é acoplado um viscosímetro (Cambridge Applied Systems, modelo SPL 571) (3). Após circular por esta cavidade e pelo viscosímetro, a mistura retorna ao reservatório de equilíbrio, que está instrumentado com um transdutor de pressão (P) e com termopares (T1,T2,T3) que lêem as temperaturas das fases líquida e vapor. A linha de descarga da bomba de engrenagens possui uma ramificação onde se conecta um cilindro de amostras de 150 ml (7). Neste cilindro é recolhida uma amostra da mistura líquida, com a qual é medida a solubilidade do refrigerante na mistura por meio de uma análise gravimétrica. O aparato experimental é integrado a um condicionador de sinais (8) e um sistema computadorizado de aquisição e tratamento de sinais (9) em ambiente Labview.

Após o estabelecimento do equilíbrio termodinâmico (evidenciado pela igualdade de temperaturas entre as fases líquida e vapor), são coletados os dados de temperatura, pressão, viscosidade e densidade da fase líquida. Na análise gravimétrica, a amostra coletada é pesada em uma balança de precisão (KNWaagen, modelo KN400). Após a total expansão da massa de refrigerante dissolvido no óleo,  $m_R$ , com o auxílio de uma bomba de vácuo (Edwards, modelo 18 CFM), o cilindro é pesado novamente para obtenção da massa de óleo,  $m_O$ , e através da Eq. (1) é calculada a solubilidade,  $\omega$ .

$$\omega = \frac{m_R}{m_R + m_O} \quad (1)$$

A incerteza dos termopares calibrados é  $\pm 0,2^\circ\text{C}$ , a do transdutor de vazão é  $\pm 1\%$  do valor da leitura da densidade, a do viscosímetro é  $\pm 1\%$  do fundo escala (0,1cP para fundo de escala de 10 cP), a do transdutor de pressão é  $\pm 1\%$  do fundo de escala (0,1 bar para o fundo de escala de 10 bar) e a da balança é  $\pm 0,3$  g. Após uma análise de propagação das incertezas, considerando que a incerteza associada à solubilidade é função da incerteza da balança de precisão, concluiu-se que a incerteza na solubilidade para os testes realizados com a mistura de R-600a e óleo POE ISO 7 foi de  $\pm 0,7$  g/kg. Testes de repetibilidade confirmaram estes níveis incerteza para a solubilidade.

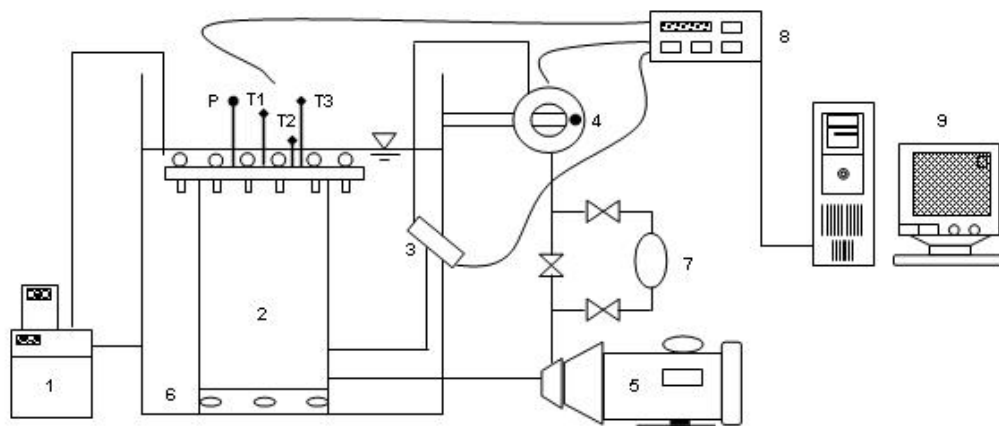


Figura 1. Diagrama da Bancada de Propriedades Termofísicas. (1) Banho termostático; (2) Reservatório de equilíbrio; (3) Viscosímetro; (4) Transdutor de vazão e densidade; (5) Bomba de engrenagens; (6) Tanque de água; (7) Cilindro de amostras; (8) Condicionador de sinais; (9) Sistema de aquisição e tratamento de sinais.

Com o intuito de validar o procedimento experimental, foram realizadas medições de pressão de vapor do refrigerante HFC134a puro e de viscosidade e densidade do óleo poliálcool éster POE ISO 10, para o qual as curvas de viscosidade absoluta e densidade em função da temperatura apresentadas pelo fabricante encontravam-se disponíveis. Os resultados destas comparações são mostrados na Tabela 1. Os dados de pressão de vapor e densidade do R-134a puro foram obtidos do programa *Engineering Equation Solver* (EES) (Klein, 2004). Verificou-se que para temperaturas de 10 a 40°C os erros médios absolutos para a pressão de vapor e para a densidade foram inferiores a 1% e o para a viscosidade foi de aproximadamente 8%.

Tabela 1. Comparação dos valores experimentais com os dados fornecidos pelo fabricante e pelo EES.

Temperatura (°C)	Pressão (bar)		Densidade (kg/m³)		Viscosidade Absoluta (cP)	
	Experimental	EES	Experimental	Fabricante	Experimental	Fabricante
10	4,10	4,14	968,1	961	33,26	33,95
20	5,64	5,72	950,7	955	22,07	20,85
30	7,66	7,70	944,3	949	14,5	13,44
40	10,13	10,17	949,8	943	10,48	9,62

## 2.2. Condições Experimentais

Para a mistura de R-600a e óleo POE ISO 7 foram medidas a viscosidade, a densidade e a solubilidade da mistura líquida nas faixas de temperatura de 10 a 65°C e de pressão de 1 a 10 bar. As solubilidades medidas situaram-se entre 0 e 100%. O óleo POE ISO 7 é um óleo sintético de cadeia linear. Sua massa molar é situa-se entre 300 e 500 kg/kmol, sendo o valor exato uma informação sigilosa segundo o seu fabricante.

## 3. Correlação dos Dados Experimentais

### 3.1. Equilíbrio Líquido-Vapor

Devido à dificuldade associada à definição de propriedades do ponto crítico para os óleos lubrificantes (cujas pressões de vapor são extremamente baixas), modelos de equilíbrio baseados em equações de estado são menos freqüentemente utilizados do que, por exemplo, modelos de coeficiente de atividade onde geralmente necessita-se apenas da massa molar dos componentes (Martz e Jacobi, 1994). No presente trabalho, o ELV será descrito a partir de modelos de coeficiente de atividade. Desta forma, igualando as fugacidades dos componentes na fase líquida e na fase vapor obtém-se (Elliot *et al.*, 1999),

$$\frac{y_i}{x_i} = \frac{\gamma_i P_i^{sat} \Phi_i^{sat} P_e}{\Phi_i P} \quad (2)$$

onde  $y_i$  é a fração molar do componente  $i$  na fase vapor,  $x_i$  é a fração molar do componente  $i$  na fase líquida,  $\gamma_i$  é o coeficiente de atividade do componente  $i$ ,  $P_i^{sat}$  é a pressão de saturação do componente  $i$  na temperatura da mistura,  $\Phi_i^{sat}$  é o coeficiente de fugacidade do componente  $i$  calculado na temperatura de saturação,  $\Phi_i$  é o coeficiente de fugacidade do componente  $i$  calculado na temperatura da mistura,  $Pe$  é o efeito Poynting que corrige a influência da pressão de vapor sobre a fugacidade da fase líquida e  $P$  é a pressão. Como a pressão de vapor do óleo a temperaturas típicas de sistemas de refrigeração é bastante baixa, por conveniência, é suposto que a fração molar de refrigerante na fase vapor é igual a um. Assim, a fração molar de equilíbrio na fase líquida pode ser calculada a partir de,

$$x_i = \frac{\Phi_i P}{\gamma_i P_i^{sat} \Phi_i^{sat} Pe} \quad (3)$$

Para misturas e soluções ideais, por definição, os coeficientes de fugacidade e de atividade e o efeito Poynting são iguais a um (Elliot e Lira, 1999). Neste caso, a Lei de Raoult é recuperada e, para o caso onde a fração molar de óleo no vapor é nula, tem-se,

$$x_i = \frac{P}{P_i^{sat}} \quad (4)$$

Para o caso onde há desvios significativos com relação à idealidade, os coeficientes de atividade na Eq. (3) devem ser determinados. No presente trabalho, como será mostrado a seguir, o desvio com relação ao comportamento ideal não foi demasiadamente grande, de maneira que foram propostas tentativas simples de correção do comportamento do equilíbrio de fases. Na primeira formulação, é proposto um modelo baseado na expansão de Redlich-Kister truncada no primeiro termo, ou seja, com apenas um parâmetro de ajuste (Redlich et al, 1952; Smith et al, 2000). A segunda formulação utiliza o modelo de composição local de Heil e Prausnitz (1966). Nesta formulação, os coeficientes de atividade são calculados com base no princípio de que os componentes da mistura possuem moléculas de tamanhos diferentes, e a interação entre os componentes depende tanto do tamanho de suas moléculas quanto das concentrações (Poling et al., 2000). A expansão de Redlich/Kister truncada no primeiro termo fornece,

$$\ln \gamma_i = Bx_j^2 \quad (5)$$

onde  $B$  é o parâmetro de ajuste. A expressão de Heil e Prausnitz (1966) para o coeficiente de atividade é dada por,

$$\ln \gamma_i = -\ln(x_i + \Lambda_{ji}x_j) + x_j \left( \frac{\Lambda_{ji}}{x_i + \Lambda_{ji}x_j} - \frac{\Lambda_{ij}}{x_j + \Lambda_{ij}x_i} \right) + x_j^2 \left[ \tau_{ji} \left( \frac{\Lambda_{ji}}{x_i + \Lambda_{ji}x_j} \right)^2 + \tau_{ij} \frac{\Lambda_{ij}}{(x_j + \Lambda_{ij}x_i)^2} \right] \quad (6)$$

onde o valor do parâmetro de interação  $\Lambda_{ij}$  representa o comportamento da mistura com relação ao de uma solução ideal. Valores positivos e negativos estão associados a desvios positivos e negativos da Lei de Raoult, respectivamente. Os parâmetros de interação são dados por,

$$\Lambda_{ij} = \frac{v_j}{v_i} \exp\left[(-\lambda_{ij} - \lambda_{ii})/RT\right] \quad (7)$$

e  $v_i$  é o volume específico molar do componente  $i$ .

### 3.2. Densidade

O volume específico molar em excesso de uma solução é definido por,

$$v_E = v - v_{id} \quad (8)$$

onde  $v_{id}$  é o volume específico molar de uma solução ideal dado por,

$$v_{id} = \sum x_i v_i \quad (9)$$

onde  $v_i$  é o volume molar do componente  $i$ . No presente trabalho, uma expansão de Redlich-Kister truncada no primeiro termo foi utilizada para correlacionar o volume molar em excesso,

$$v_E = C x_i x_j \quad (10)$$

onde  $C$  é o parâmetro de ajuste do modelo. A partir da Eq. (8), a densidade da mistura líquida é determinada, resultando em,

$$\rho = M/v \quad (11)$$

onde  $M$  é a massa molar da mistura.

### 3.3. Viscosidade Dinâmica

Partindo da relação clássica de Eyring para a viscosidade dinâmica de uma substância pura (Tabor, 1991), tem-se para uma solução binária,

$$\mu v = N_a h \exp\left[\left(\sum x_i G_i^+ + G^{+e}\right)/RT\right] \quad (12)$$

onde  $\mu$  é a viscosidade da mistura,  $N_a$  é o número de Avogadro,  $h$  é a constante de Planck,  $G_i^+$  é a energia de ativação para o escoamento da substância  $i$  pura e  $G^{+e}$  é a energia de ativação do escoamento viscoso em excesso. Para uma solução ideal, é possível mostrar que,

$$\ln(\mu v) = \sum x_i \ln(\mu_i v_i) \quad (13)$$

Sendo razoável a seguinte aproximação para soluções ideais,

$$\ln(v) \approx \sum x_i \ln(v_i) \quad (14)$$

é possível escrever,

$$\ln(\mu) = \sum x_i \ln(\mu_i) \quad (15)$$

As Eqs. (13) e (15) formam a base para o desenvolvimento de correlações semi-empíricas. A expressão dada pela Eq. (15) é atribuída a Grunberg e Nissan (1949), na qual geralmente é introduzido um parâmetro de ajuste na forma (considerando a solução binária),

$$\ln(\mu) = x_1 \ln(\mu_1) + x_2 \ln(\mu_2) + x_1 x_2 d_{12} \quad (16)$$

Katti e Chaudhri (1964) propuseram o ajuste de um parâmetro na Eq. (13) a fim de incorporar os efeitos de não idealidade,

$$\ln(\mu v) = x_1 \ln(\mu_1 v_1) + x_2 \ln(\mu_2 v_2) + x_1 x_2 \frac{D}{RT} \quad (17)$$

o qual representa um modelo de primeira ordem para a energia de ativação do escoamento viscoso.

### 3.4. Implementação e Ajuste dos Parâmetros dos Modelos

Os modelos apresentados acima foram implementados no programa *Engineering Equation Solver* (EES) (Klein, 2004), onde modelos para o cálculo de propriedades termodinâmicas do refrigerante puro se encontram disponíveis. Para correlacionar os dados experimentais com os modelos, foi realizado um procedimento de busca do mínimo global da função objetivo de mínimos quadráticos,

$$Ob = \sum_{i=1}^n (\theta_{cal,i} - \theta_{exp,i})^2 \quad (18)$$



onde  $\theta$  representa a pressão, volume específico molar ou a viscosidade dinâmica. No procedimento de otimização e busca dos valores mínimos das funções objetivo, foram utilizados os algoritmos de busca e otimização disponíveis no EES. Os intervalos de variação dos parâmetros de ajuste para os modelos são apresentados na Tabela 2.

Tabela 2. Intervalos de variação dos parâmetros de ajuste dos modelos.

Modelo	Parâmetro	Intervalo
Redlich-Kister $\gamma$	$B$	-1 a 1
Heil e Prausnitz $\gamma$	$\lambda_{21} - \lambda_{11}, \lambda_{12} - \lambda_{22}$	-10000 a 10000
Redlich-Kister $\rho$	$C$	-1000 a 1000
Redlich-Kister $\mu$	$D$	-100000 a 100000

#### 4. Resultados

##### 4.1. Equilíbrio Líquido-Vapor

A Fig. 2 exibe o comportamento da pressão de ponto de bolha em função da solubilidade e da temperatura obtida aplicando a Lei de Raoult (Eq. 4).

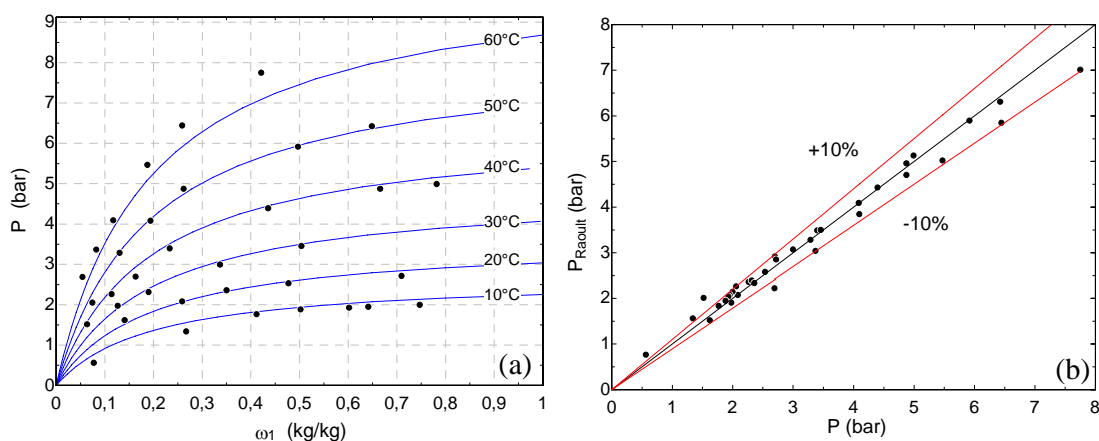


Figura 2. ELV experimental e previsões da Lei de Raoult.

A Fig. 2 mostra que a Lei de Raoult prediz os dados de ELV na faixa de temperaturas indicada com um boa precisão. O erro médio quadrático (RMS), Eq. 19, associado à este modelo é de 0,82 %.

$$RMS = \frac{100}{n} \sqrt{\sum_{i=1}^n \frac{(\theta_{cal,i} - \theta_{exp,i})^2}{\theta_{exp,i}^2}} \quad (19)$$

A esta boa concordância podem ser atribuídas as baixas temperaturas e baixas pressões. É notável a pior concordância para a isoterma de 60°C. Numa tentativa de melhorar a concordância com os dados experimentais foi implementado o modelo de Redlich-Kister de primeira ordem. Os resultados deste modelo são apresentados na Fig. 3.

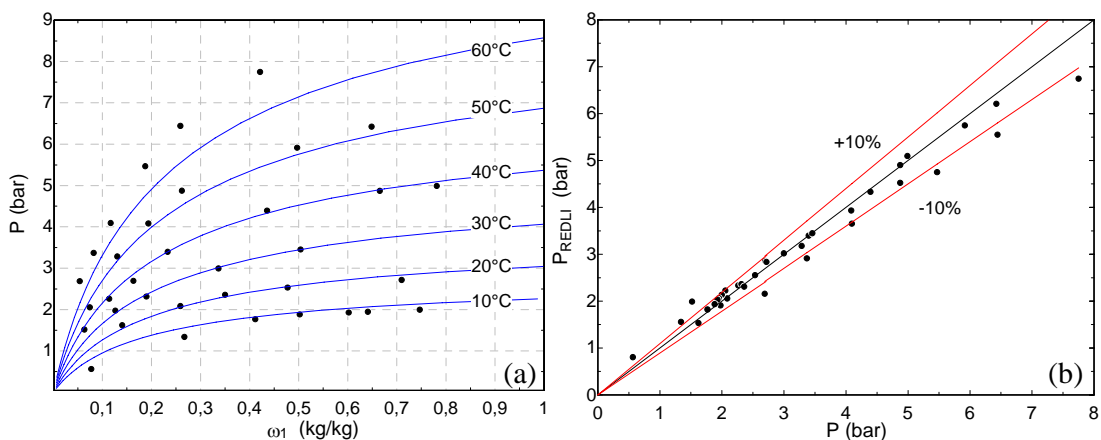


Figura 3. ELV experimental e previsões com o modelo de Redlich-Kister para o coeficiente de atividade.

Com o ajuste do coeficiente  $B$  da expansão de Redlich-Kister, observa-se, com uma certa surpresa, que a concordância do modelo frente aos dados experimentais torna-se ligeiramente pior. O erro médio quadrático (RMS) associado à este modelo é de 0,95 % para o valor otimizado de  $B$  igual a 0,2293. Após uma análise dos dados e do processo de otimização concluiu-se que a razão para esta aparente discrepância reside na influência dos valores dos coeficientes de fugacidade e do efeito Poynting (Eq. 3), inexistentes na Lei de Raoult, sobre o valor de  $B$  que minimiza a função objetivo. Como os coeficientes de fugacidade e o efeito Poynting dependem da temperatura, acredita-se que pequenas variações desta grandeza entre os pontos de uma mesma isoterma (associadas à incerteza experimental) impeçam que o RMS do modelo com a expansão de Redlich-Kister seja menor que o obtido com a Lei de Raoult, mesmo que exista um grau de liberdade a mais no primeiro modelo.

A Fig. 4 apresenta os resultados de ELV obtidos com o modelo de Heil e Prausnitz (1966). O RMS associado ao ajuste deste modelo aos dados experimentais foi de 0,77 %, retratando um melhor desempenho global do modelo de composição local com 2 parâmetros de ajuste ( $\lambda_{21} - \lambda_{11} = -3761$ ,  $\lambda_{12} - \lambda_{22} = 4658$ ). Entretanto observa-se alguns pontos com um desvio maior do que aqueles exibidos nos modelos mais simplificados.

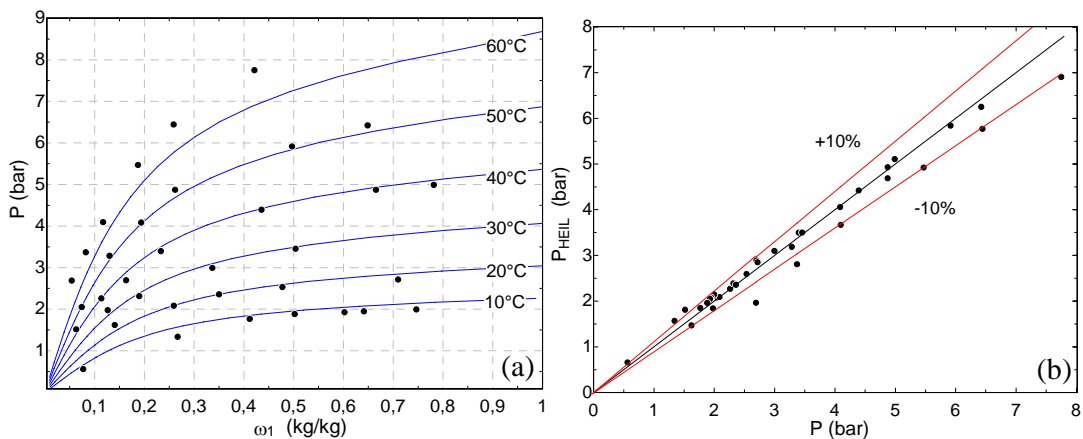


Figura 4. ELV experimental e previsões com o modelo de Heil e Prausnitz (1966).

## 4.2. Densidade

As Figs. 5.a-c mostram o comportamento da densidade experimental comparada ao modelo ideal (volumes específicos aditivos) em função da temperatura para valores de 60, 50 e 40°C. Observa-se, para todos os casos, um desvio com relação à idealidade no qual o modelo ideal subestima a densidade experimental, caracterizando, portanto, um comportamento predominante de forças de atração molecular (Elliot e Lira, 1999). Apesar do desvio observado, o modelo ideal prediz os dados com um desvio médio absoluto (DMA) de 2,82%. O desvio médio absoluto é definido a partir da seguinte expressão,

$$DMA = \frac{100}{n} \sum_{i=1}^n \left| \frac{(\theta_{cal,i} - \theta_{exp,i})}{\theta_{exp,i}} \right| \quad (21)$$

As Figs. 6.a-c apresentam resultados do modelo para densidade no qual o desvio da idealidade é considerado com o modelo de Redlich-Kister de primeira ordem (Eq. 10). O valor otimizado da constante  $C$  foi de  $-0,03236 \text{ m}^3/\text{kmol}$ . Como pode ser observado, a corroboração dos dados experimentais é melhorada com a introdução da correção. O DMA do modelo ajustado é de 1,19%. Claramente, uma expansão contendo mais termos poderia se ajustar melhor aos dados experimentais em virtude de um maior número de coeficientes que, certamente, captariam a assimetria do volume molar específico em excesso com relação à fração molar observada ao longo de toda a faixa de temperaturas e ilustrada na Fig. 7 para a isoterma de 40°C. Entretanto, a opção do presente trabalho é manter em um mínimo número de parâmetros de ajuste necessários a uma descrição adequada dos dados experimentais dentro das faixas de incertezas estimadas.

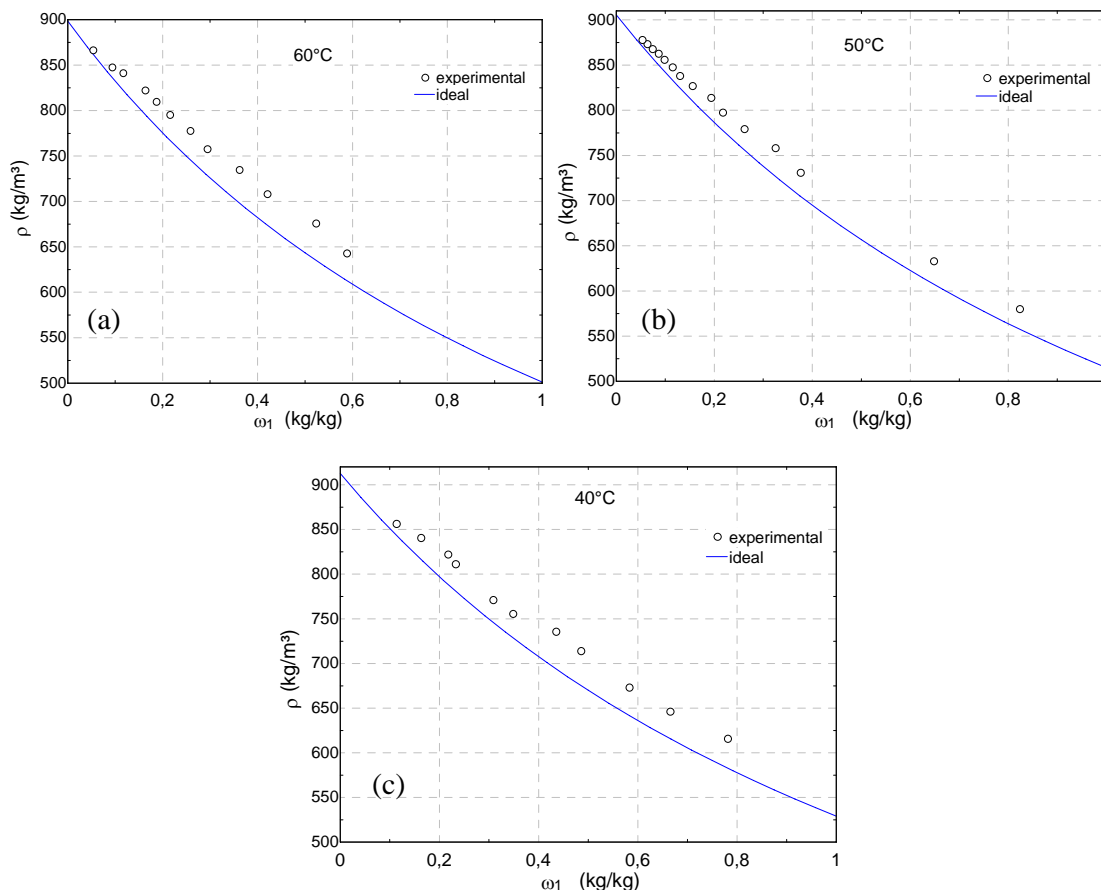


Figura 5. Densidade experimental e previsões com o modelo ideal.

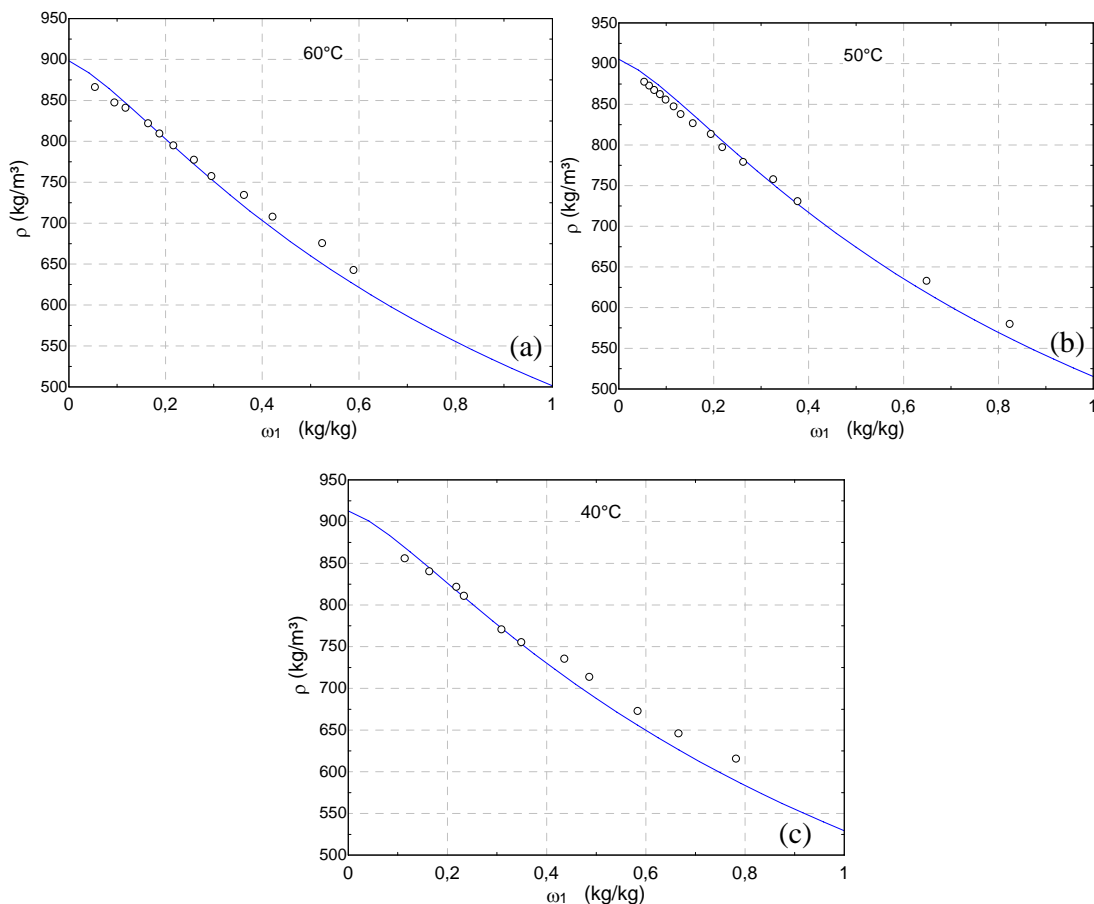


Figura 6. Densidade experimental e previsões do modelo considerando a não idealidade.

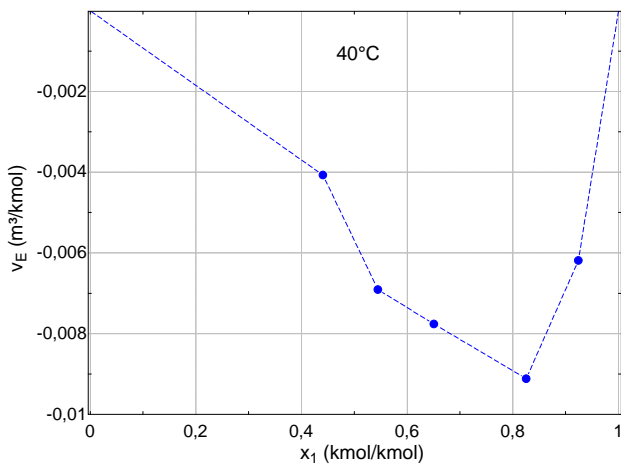


Figura 7. Volume específico molar em excesso a 40°C.

### 4.3. Viscosidade Dinâmica

Resultados experimentais de viscosidade comparados ao modelo de solução ideal (Eq. 13) são mostrados na Fig. 8.a-c em função da fração molar de refrigerante. Observa-se uma discrepância significativa entre os dados do modelo e os experimentais indicando um forte desvio com relação ao comportamento ideal. Em termos da energia de ativação para o escoamento viscoso em excesso (ver Fig. 9 novamente para a isoterma de 40°C), observa-se um desvio positivo caracterizando uma predominância de interações mais fortes entre moléculas de espécies distintas do que entre

moléculas da mesma espécie (Grunberg e Nissan, 1949). Este comportamento é característico de todas as temperaturas, onde uma assimetria é observada com um pico em frações molares de refrigerante entre 0,6 e 0,7.

Adicionalmente ao modelo ideal (Eq. 13), foram testados também os modelos de Grunberg e Nissan (1949) com e sem o parâmetro de ajuste  $d_{12}$ . Os valores do DMA associado a estes modelos foram de 16,50 e 54,74% respectivamente.

As Figs. 10.a-c mostram resultados do modelo para a viscosidade no qual o desvio da idealidade é considerado com o modelo de Redlich-Kister de primeira ordem (Eq. 17). O valor otimizado da constante  $D$  foi de 10,646 J/mol. Com a introdução da correção dos efeitos de desvio da idealidade, o DMA foi reduzido para 13%. Os mesmos comentários sobre o ajuste de uma expansão contendo mais termos (caso da densidade) podem ser repetidos para a viscosidade.

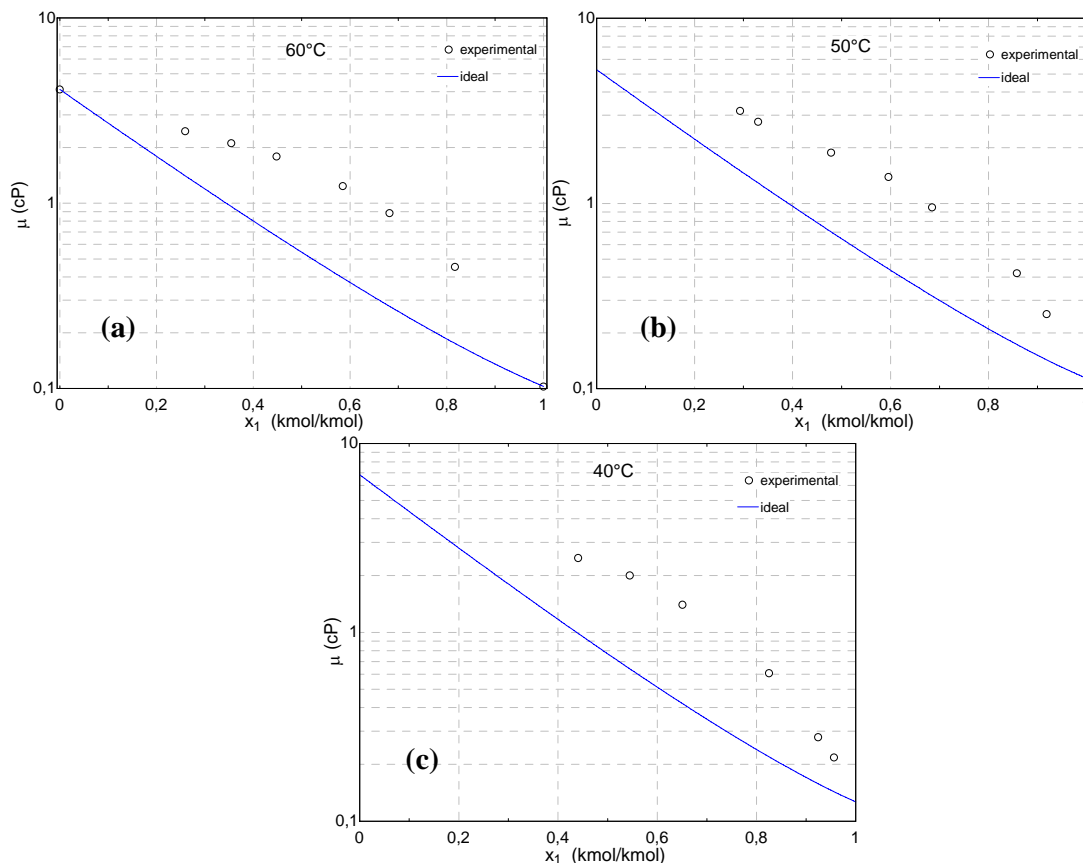


Figura 8. Viscosidade experimental e previsões do modelo ideal.

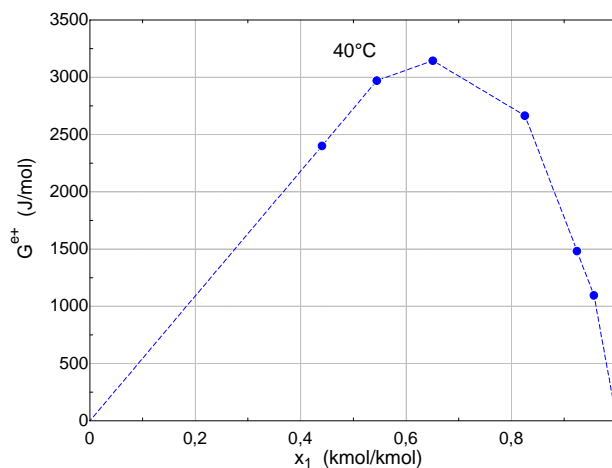


Figura 9. Energia de ativação do escoamento viscoso em excesso a 40°C.

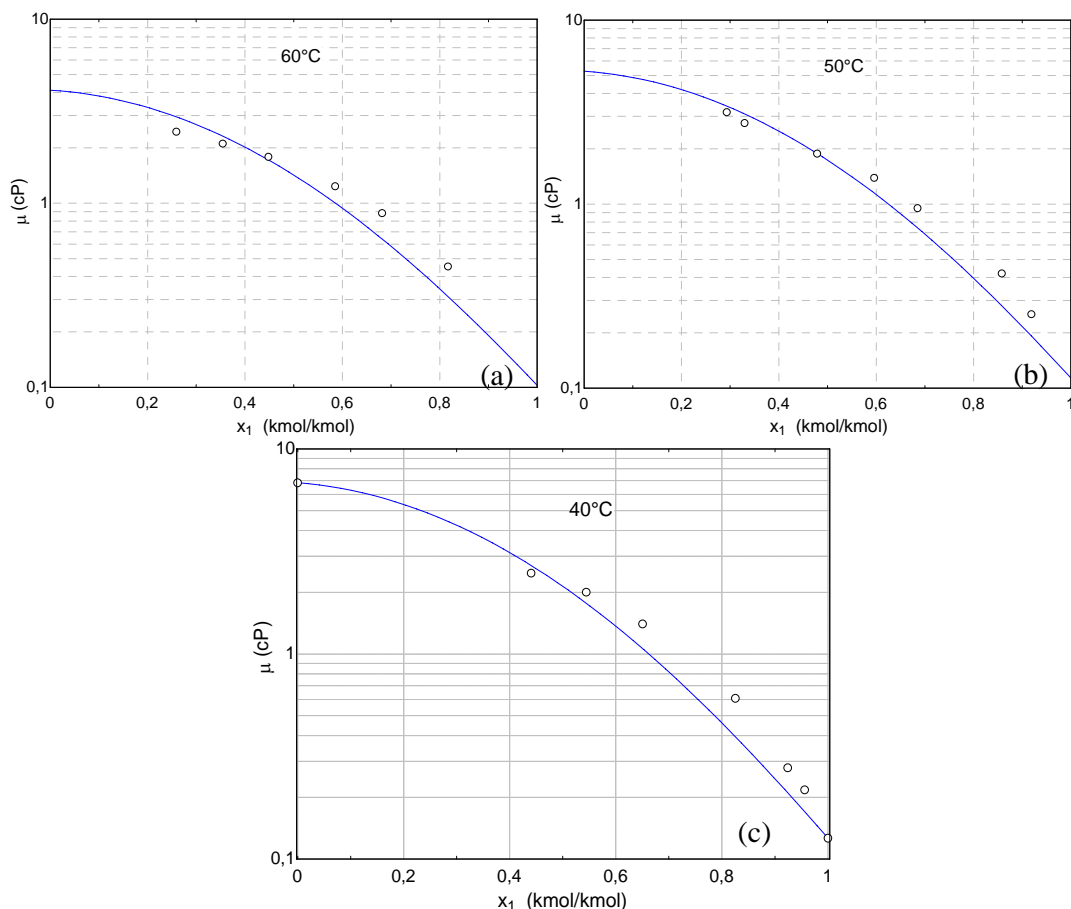


Figura 10. Viscosidade experimental e previsões do modelo considerando a não idealidade.

## 5. Conclusões

O presente trabalho apresentou dados experimentais de solubilidade, densidade e viscosidade de misturas de fluido refrigerante R-600a (isobutano) e óleo lubrificante (POE ISO 7) em temperaturas de 10 a 60°C. Uma bancada experimental foi especialmente construída para realizar medições das três propriedades de forma simultânea. Modelos termodinâmicos foram ajustados aos dados experimentais e desvios com relação ao comportamento ideal foram observados em todas as propriedades avaliadas.

A solubilidade (ELV) foi correlacionada com o modelo de expansão de Redlich-Kister de primeira ordem (RMS = 0,95%) e com o modelo de Heil e Prausnitz (1966). O desempenho deste último foi melhor em termos de RMS (igual a 0,77%), apesar de exibir um espalhamento dos dados nitidamente maior. As demais propriedades foram correlacionadas com modelos de expansão de Redlich-Kister de primeira ordem em virtude da simplicidade deste modelo. Os desvios da idealidade associados ao volume molar em excesso e à energia de ativação do escoamento viscoso exibiram comportamentos negativo e positivo, respectivamente, sendo tais efeitos muito mais importantes para a viscosidade.

## Agradecimentos

Este trabalho foi realizado com o apoio financeiro da CAPES, CNPq, FINEP e Embraco SA. Os autores agradecem a Rosângela Machado (Embraco SA) pelo fornecimento e auxílio na caracterização das amostras de óleo puro, e a Fabiano Vambommel e Alexandre Pereira pelo apoio técnico.

## 6. Referências

- Assael, M.J.; Oliveira, C.M.B.P.; Wakeham, W.A.; 2003, "Towards the Viscosity of Refrigerant/Oil Mixtures", Fluid Phase Equilibria 210, 5-19.  
 Elliott, J.R.; Lira, C.T.; 1999, "Introductory Chemical Engineering Thermodynamics", Prentice Hall PTR, EUA, 660p.

- Grunberg, L.; Nissan, A.H.; 1949, Nature 164, 799-800.  
Heil, J.F.; Prausnitz, J.M.; 1966, "Phase Equilibria in Polymer Solutions", A.I.Ch.E. Journal, Vol 12, n° 4.  
Katti, P.K.; Chaudry, M.M.; 1964, J. Chem. Eng. Data 9, 442-443  
Marsh, K.N.; Kandil, M.E.; 2002, "Review of Thermodynamics Properties of Refrigerants + Lubricant Oils", Fluid Phase Equilibria, Vol. 199, 319-334.  
Martz, W.L.; Jacobi A.M.; 1994, "Refrigerant-Oil Mixtures and Local Composition Modeling", Dissertação de Mestrado, *University of Illinois at Urbana-Champaign*.  
Redlich, O.; Kister, A.T.; Turnquist, C.E.; 1952, Chem. Eng. Progr. Symp. Ser. n° 2, vol. 48, pp. 49-61.  
Spauschus, H.O; Henderso, D.R; Grasshoff, H.D; 1994, "Lubricants for Hydrocarbons Refrigerants", International Conference: New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air-Conditioning.  
Tabor, D.; 1991, "Gases, Liquids and Solids and Others States of Matter", Third Edition, Cambridge University Press.  
Vestergaard, N.P; 2003, "CO<sub>2</sub> Refrigerant for Industrial Refrigeration", R & D Manager Danfoss Industrial Refrigeration.

### **EXPERIMENTAL CHARACTERIZATION OF VAPOUR-LIQUID EQUILIBRIUM, DENSITY AND VISCOSITY OF MIXTURES OF LUBRICANT OIL AND ISOBUTANE (R-600a)**

**Moisés A. Marcelino Neto**

Mechanical Engineering Department, Federal University of Santa Catarina, Florianopolis, SC, 88040-900, Brazil.  
e-mail: [moises@polo.ufsc.br](mailto:moises@polo.ufsc.br)

**Jader R. Barbosa Jr.**

Mechanical Engineering Department, Federal University of Santa Catarina, Florianopolis, SC, 88040-900, Brazil.  
e-mail: [jrb@polo.ufsc.br](mailto:jrb@polo.ufsc.br)

*Abstract.* Global warming and ozone depletion awareness are motivating the research on the so-called natural refrigerants, such as carbon dioxide (R-744) and isobutane (R-600a), as substitutes for HFCs and CFCs. Despite the number of advanced studies already available in the literature dealing with thermophysical properties of natural refrigerants, there is a dearth of specific studies on the combination of R-600a with synthetic oils (such as polyol esters – POEs). In the present work, thermophysical properties (solubility, viscosity and density) of R-600a and a polyol ester oil (POE RL7H) were determined experimentally at pressures and temperatures ranging from 1 to 10 bar and 10 to 60°C, respectively. The experimental data are analysed and correlated in the light of activity coefficient models for ELV and models based on first-order Redlich Kister expansions are proposed for the excess molar volumes and for the excess activation energy for viscous flow.

Key words: oil-refrigerant mixtures, thermophysical properties, natural refrigerants, modelling

## EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF R-134a AND R-600a ABSORPTION IN SYNTHETIC LUBRICANT OILS

**Murilo A. Ortolan**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 88040-900, Brasil.  
[murilo@polo.ufsc.br](mailto:murilo@polo.ufsc.br)

**Jader R. Barbosa Jr.**

Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, 88040-900, Brasil.  
[jrb@polo.ufsc.br](mailto:jrb@polo.ufsc.br)

**Abstract.** Refrigerant absorption and mixing in lubricant oil are important in compressor and system design. Experimental work is reported on absorption of refrigerant vapour through the top interface of an initially stagnant layer of pure lubricant oil. Depending on the refrigerant-oil pair, the liquid refrigerant is heavier than the oil and mixing is enhanced due to natural mass convection. This behavior is typical of HFC refrigerants, such as R-134a. In contrast, in systems where the liquid refrigerant is less dense than the oil (for example, HC refrigerants, like R-600a and R-290) liquid density instability near the interface does not occur and absorption takes place by molecular diffusion alone. A test rig consisting of a transparent test section through which absorption is observed was specially constructed for the present experiments. During each experimental run, the overall mass of refrigerant in the test section was kept constant and, as a result, the pressure decreased with time. Tests were conducted for R-134a and R-600a with three POE oils of distinct viscosity grades and the effect of the initial depth of the oil layer (aspect ratio) on the velocity field and on the refrigerant absorption rate (i.e., pressure change rate) was assessed.

*Keywords: oil-refrigerant mixtures, absorption, natural refrigerants, mass transfer, visualization*

### 1. Introduction

Detailed knowledge of rates of absorption of refrigerant vapour in lubricant oil is very important in design of hermetic refrigeration compressors. In small-scale systems, refrigeration capacity control is performed by a succession of on-off compressor cycles whose frequency depends on the thermal load and on the cold ambient temperature requirements. During each one of such cycles, immediately after the compressor turns off, a process of absorption of the vapour refrigerant by the oil inside the compressor shell is initiated. The oil is present as a stagnant layer at the bottom of the compressor shell (carter) and the depth of the oil layer depends on the amount of oil present in the system. The refrigerant absorption process inside the compressor is important to the determination of the system equalizing pressure, i.e., the pressure attained by the whole system while the compressor is off. In reciprocating compressors, for example, high refrigerant absorption rates are desirable since lower equalizing pressure means reduced torque and power required for compressor start-up.

This paper reports a series of tests aimed at investigating systematically vapour refrigerant absorption in lubricant oil. A rig constructed from a section of transparent tube was used to enable visual recording of the absorption process. Three synthetic polyol ester oils of different viscosity grades (approximately 5, 7 and 10 cP at 40°C, respectively) were combined with refrigerants 134a and 600a. In absorption of R-134a in lubricant oil, the liquid refrigerant is heavier than the oil and the liquid flow field is a result of natural mass convection. Convection in the liquid promotes higher absorption rates and leads to a more pronounced decay of the system pressure as a function of time compared with the case for R-600a absorption, where only pure mass diffusion takes place. In the present experiments, the effects of initial depth of the oil layer (aspect ratio) and refrigerant-oil combination on the velocity field and on the refrigerant absorption rate were investigated. In addition to pressure measurements, temperature recordings of the liquid at the liquid-vapour interface were carried out in some experimental runs. The temperature increase as a function of time during refrigerant absorption was observed.

Fukuta *et al.* (1995) investigated both experimentally and analytically the absorption of R22 in three mineral oils of different viscosity grades (3GS, 4GS and 5GS) at constant temperature and pressure in stagnant oil layers of different depth to base diameter aspect ratios. The absorption rates decreased with increasing oil viscosity. The data were predicted using an *apparent diffusion coefficient* model, which was correlated in terms of the liquid layer aspect ratio and of an equivalent Grashof number. Rates of absorption of pure refrigerants and refrigerant blends in a polyol ester oil (POE 68) were measured by Goswami *et al.* (1998) over wide ranges of pressure and temperature. They correlated the instantaneous volume averaged liquid mass fraction with a complementary exponential decay function. Recently, Gessner and Barbosa (2006) revisited the analysis of Yokozeki (2002) for predicting absorption of single component refrigerants through a one-dimensional apparent mass diffusion model. The model was validated with the data of Goswami *et al.* (1998) for absorption of R-125, R-32 and R-134a in POE 68 at pressures ranging from 239 to 584 kPa and at a constant temperature of 24°C.



As far as visualization of the flow field during absorption is concerned, there is a lack of published studies in the open literature. Perhaps the most complete study of such kind is that by Okhotsimskii and Hozawa (1998), who employed Schlieren techniques to visualise absorption and desorption of CO<sub>2</sub> in 23 systems. In addition to the Rayleigh stability condition, they also investigated the effect of Marangoni (surface tension driven) stability on the mass convection flow pattern as well as on interfacial turbulence. A recent paper on visualization of absorption (and desorption) of R-600a in several types of oil was put forward by Fukuta *et al.* (2005). They performed experiments in which the refrigerant absorption rates were measured for a number of conditions. A diffusion model was also proposed. In addition to the fact that liquid R-600a is lighter than the oil and absorption takes place by diffusion alone, the most significant difference between the present study and that of Fukuta and co-workers is that in their study the pressure is kept constant during refrigerant absorption. Here, in contrast, the total mass of refrigerant is constant and hence system pressure is allowed to decrease with time as a result of vapour absorption.

## 2. Experiments

### 2.1. Material and Methods

A schematic representation of the experimental rig is shown in Figure 1. A 150 mm long section of a 40 mm ID (2 mm wall thickness) borosilicate glass tube is mounted between two 10 mm thick square (75 mm side) aluminium plates. The test cell is tightened with four sets of screws and nuts (one in each corner of the plates) that press the plates against both ends of the glass tube. Silicon rubber gaskets seal the contact between the plates and the tube. Three fittings are screwed on the top plate for connecting pressure (P) and temperature (T) measurement devices and to allow oil and refrigerant charging (C).

Initially, a specified amount of oil is placed inside the test cell. Vacuum is applied to the system to remove atmospheric air and moisture from the oil sample. Then, the cell is submerged into a transparent acrylic tank partially filled with glycerine, which has a light refraction index (1.47) very near that of borosilicate glass (approximately 1.5). In addition, any image distortion provoked by the curvature of the glass wall is cancelled out by visual observation of the flow field through the flat walls of the acrylic tank. Pressure is measured with a HBM P3MB absolute pressure transducer calibrated to an accuracy of  $\pm 0.1\%$  of the full scale (10 bar). Temperatures of the ambient air and of the liquid mixture in the test section are measured with Omega K-type thermocouples calibrated to an accuracy of  $\pm 0.1^\circ\text{C}$  from 0 to  $40^\circ\text{C}$ . The thermocouple is mounted in the test cell so that only its tip is submerged in the liquid. Time is allowed for the system to reach thermal equilibrium with the surrounding air. The room temperature is maintained at  $25 \pm 0.5^\circ\text{C}$ . Shortly before opening the valve that connects the test section with the refrigerant tank, the computerized data acquisition procedure is initiated.

Refrigerant (134a or 600a) is maintained at thermodynamic equilibrium at room temperature inside a 500 ml reservoir. At the beginning of the test, with the valve that connects the test cell with the vacuum pump fully closed, the valve connecting the test cell and the refrigerant reservoir is carefully opened for a few seconds. This allows equalization of pressures in the reservoir and in the cell. The valve is then closed and the cell pressure decreases with time as a result of vapour refrigerant absorption in the liquid layer. The height of the liquid layer is measured with a scale on the outside of the glass tube. The experimental runs are terminated after 5 h for the R-134a runs (this time is usually enough to reach saturation) and after 15 h or so for the R-600a runs (it was noted that saturation was not reached in these cases because of the very low, purely diffusive absorption mechanism). Image sequences of the absorption process were acquired with a Sony CCD-TRV65E video camera at 24 frames per second. They were subsequently digitalized in a computer with a TV capture card.

### 2.2. Experimental Conditions

The experimental conditions in the present study are as follows. Absorption of R-134a was performed in two different polyol ester oils, namely POE7H and POE10H. Absorption of R-600a was performed in POE5H and POE7H. The pressures at the onset of absorption corresponded to the saturation pressures of the pure refrigerants in the reservoir at ambient temperature, i.e.,  $25 \pm 0.5^\circ\text{C}$ . Three initial liquid layer (pure oil) depths were tested (nominal): 40 mm (1 *D*), 20 mm (0.5 *D*) and 4 mm (0.1 *D*).

## 3. Qualitative Results: Visualization of the Flow Field

Figure 2 shows an image sequence of the onset of R-134a vapour absorption in POE 10H at an initial depth of 1 *D*. In all sequences, a sheet of white paper with black stripes is placed behind the test cell for better contrast. In this particular run, the macroscopic motion of the solute is associated with the formation of a single buoyant plume issuing from the liquid-vapour interface. In the wake of this initial plume, several other plumes develop, thus triggering the convective liquid phase mass transfer process. Below each slide, the time elapsed from the first slide is shown. It should be noted that the convective process does not start immediately when the valve is opened and vapour R-134a and oil are brought into contact. At the early stages of absorption, pure mass diffusion takes place in the upper liquid layers. Eventually, as

the system becomes density unstable due to the presence of a critical amount of liquid R-134a in such layers, mass convection takes its place as the major mechanism of refrigerant absorption. Here, no attempt was made to measure directly the critical time associated with the onset of convection due to limitations in the experimental set-up. Figure 3 illustrates an interesting feature of the absorption process. As can be seen, the process is far from being symmetric with respect to the tube centre line and the main interface location from where the plumes originate wanders around the cross section of the tube. The present sequence is from the same run as that shown in Figure 2 (R-134a - POE 10H, 1 D), but was captured a few minutes later. The refrigerant source has moved to the left in the frames and some upward motion can be seen in the centre-right regions as a results of liquid recirculation in the test cell.

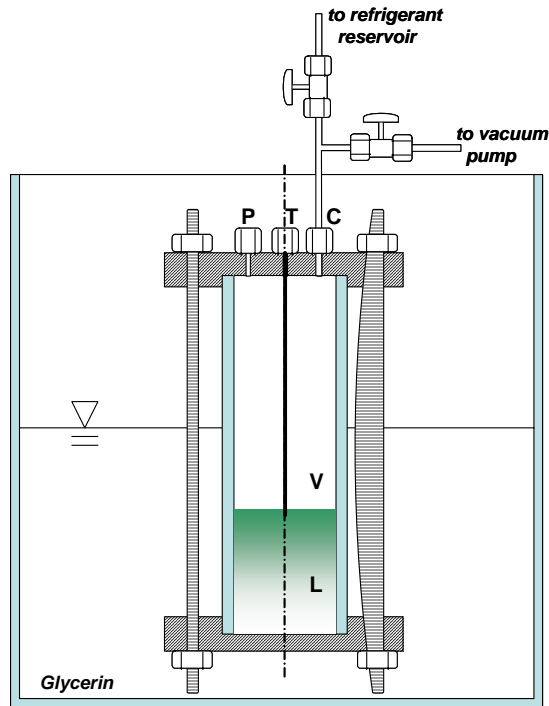


Figure 1. The experimental rig (drawing not to scale).

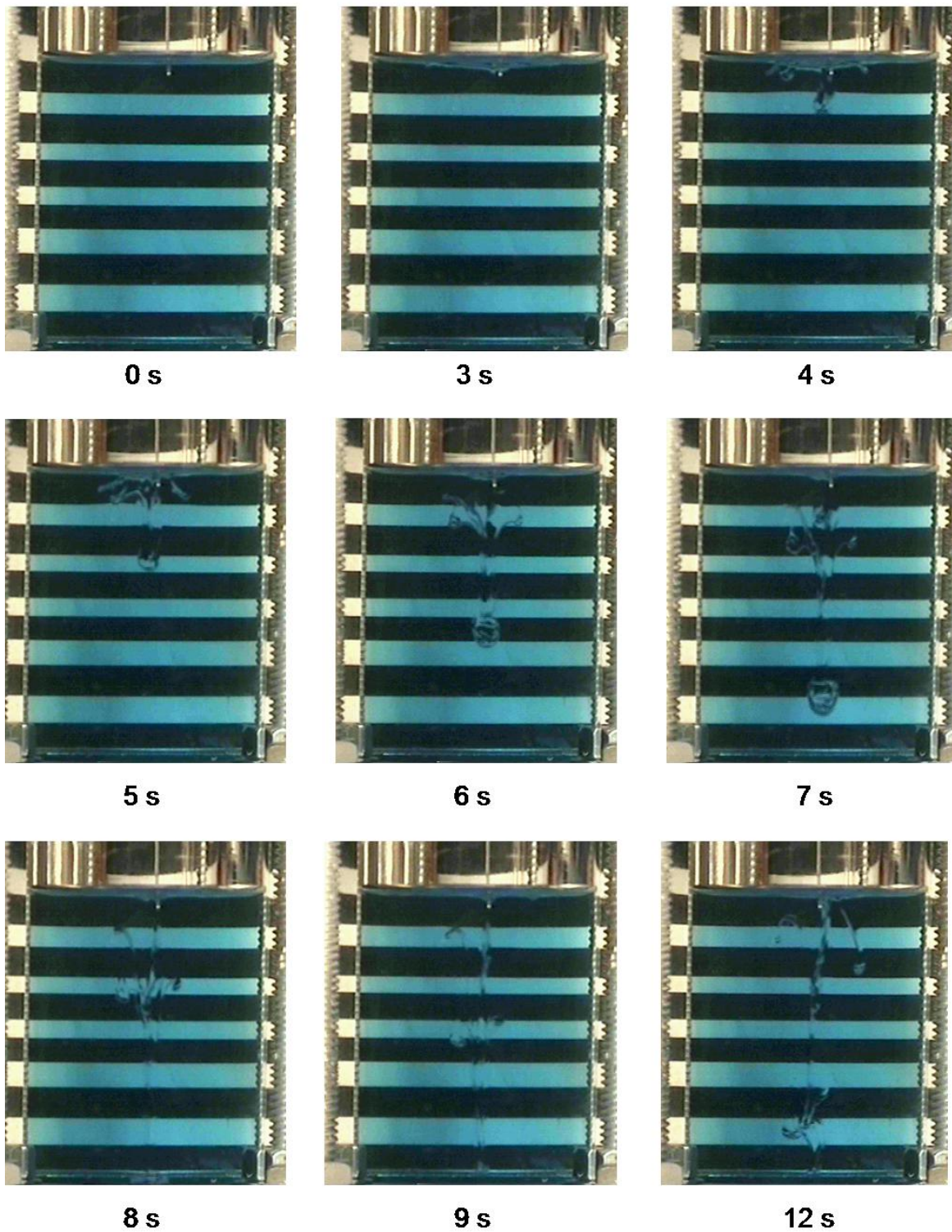


Figure 2. Onset of vapour R-134a absorption in POE 10H.  
Initial pressure corresponds to saturation of R-134a at 25°C.

Figure 4 presents a sequence of images obtained at the onset of absorption of R-134a in POE 7H at an initial depth of  $1 D$ . An absorption pattern totally different from those seen in POE 10H at an initial depth of  $1 D$  is observed. Instead of

taking the form of a single plume, the pattern is characterised by several small-scale plumes developed simultaneously across the liquid-vapour interface.

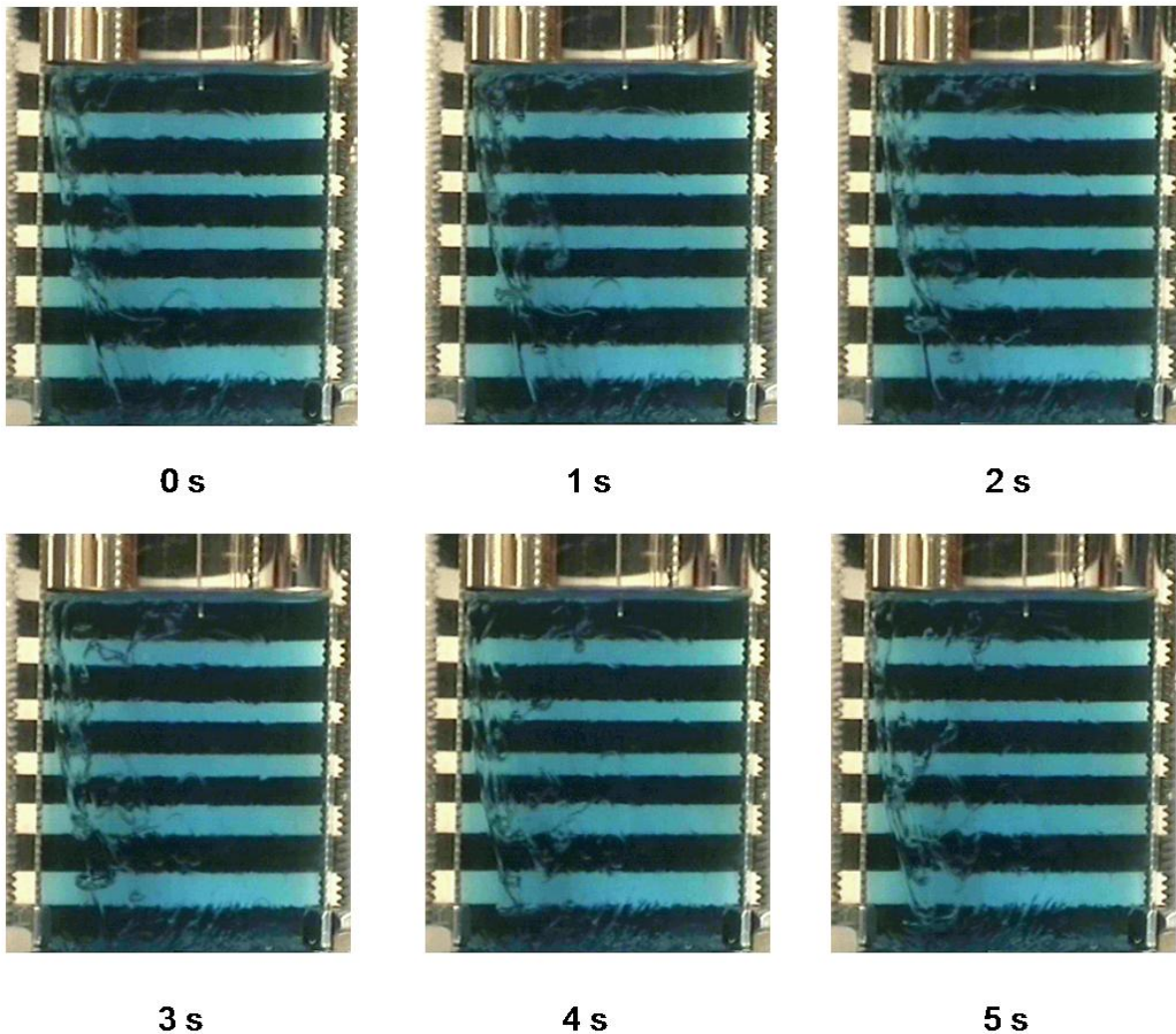


Figure 3. Vapour R-134a absorption in POE 10H.  
Wandering of plume source and liquid recirculation (same conditions as in Figure 2).

In contrast with R-134a whose absorption is strongly influenced by convective effects, R-600a absorption is purely diffusive because of the lower density of the pure liquid refrigerant compared to that of the pure oil. In this case, the very slow advancing diffusion front is only barely distinguishable in the frame sequences (Fukuta *et al.*, 2005).

#### 4. Quantitative Results: Pressure and Temperature during Absorption

Figures 5.a and 5.b show the pressure decay as a function of time for absorption of vapour R-134a in oils POE 10H and 7H, respectively. The pressure was normalised with respect to the maximum pressure at each run (the pure refrigerant saturation pressure at the ambient temperature). As expected, higher rates of absorption are sustained for longer as the initial depth of the liquid layer increases. This is because a smaller amount of refrigerant is required to saturate the liquid mixture at a small liquid height. As a result, lower pressures are observed for larger liquid depths. It can be observed that saturation is reached at lower pressures in POE 10H. This is an indication of lower solubilities of R-134a in POE 7H (at least for this particular temperature at which the experiments were performed).

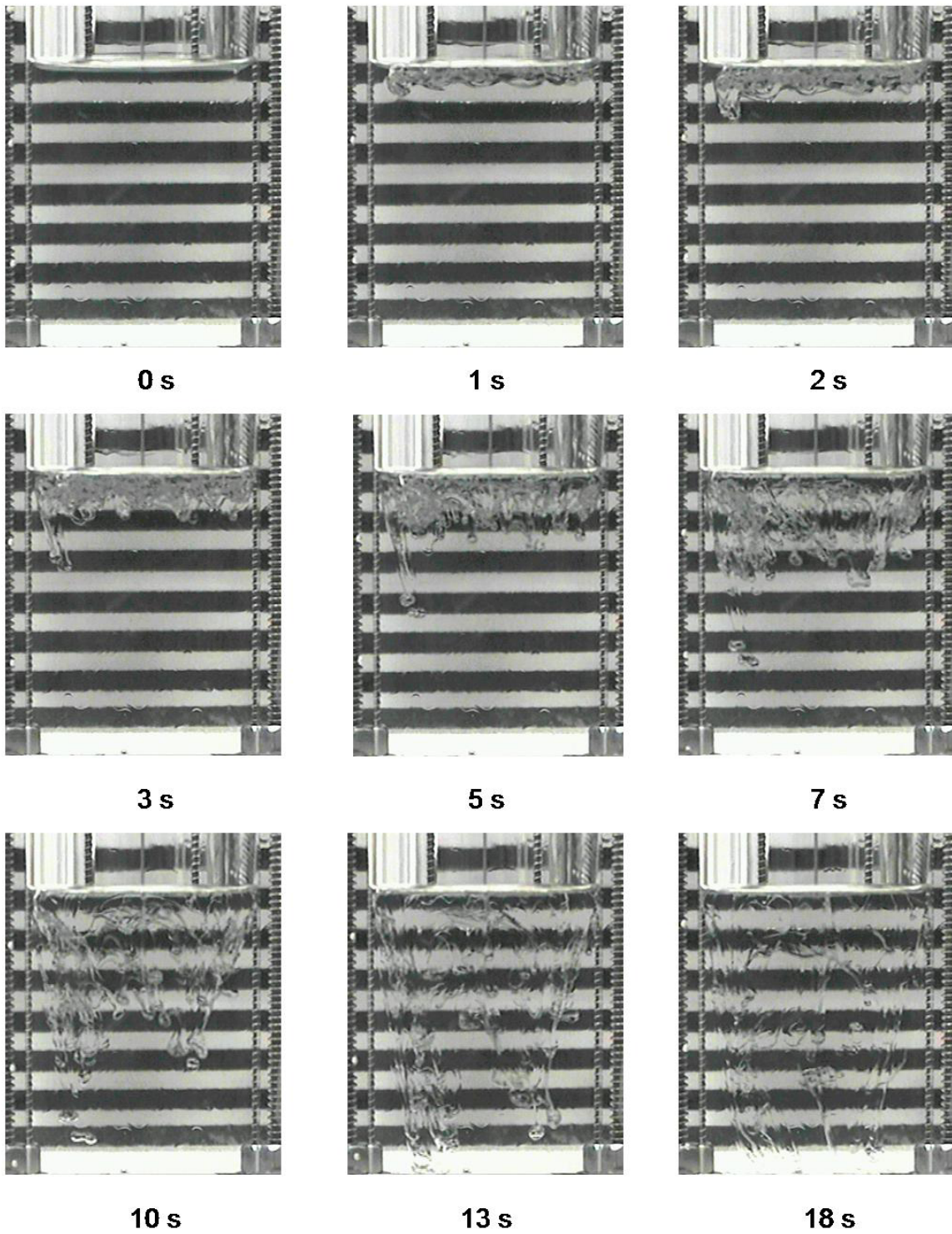


Figure 4. Onset of vapour R-134a absorption in POE 7H.  
Initial pressure corresponds to saturation of R-134a at 25°C.

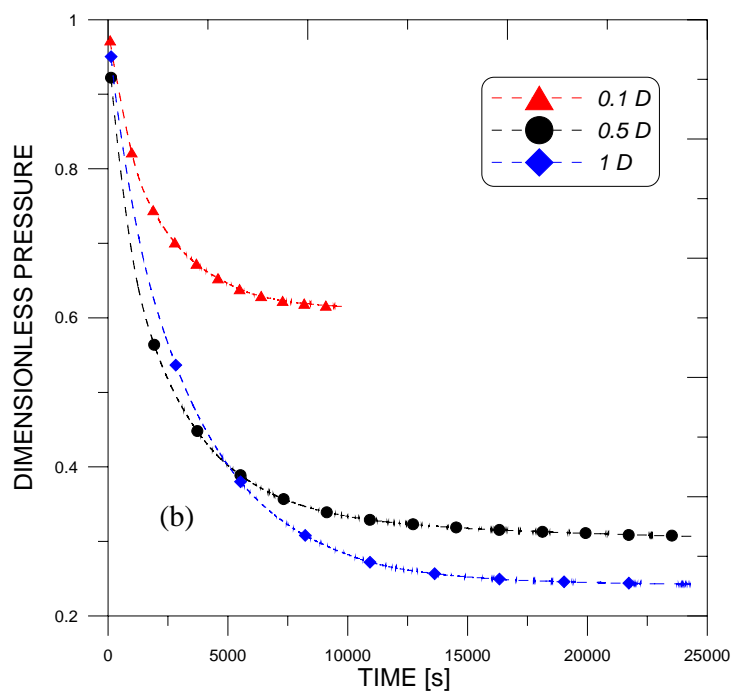
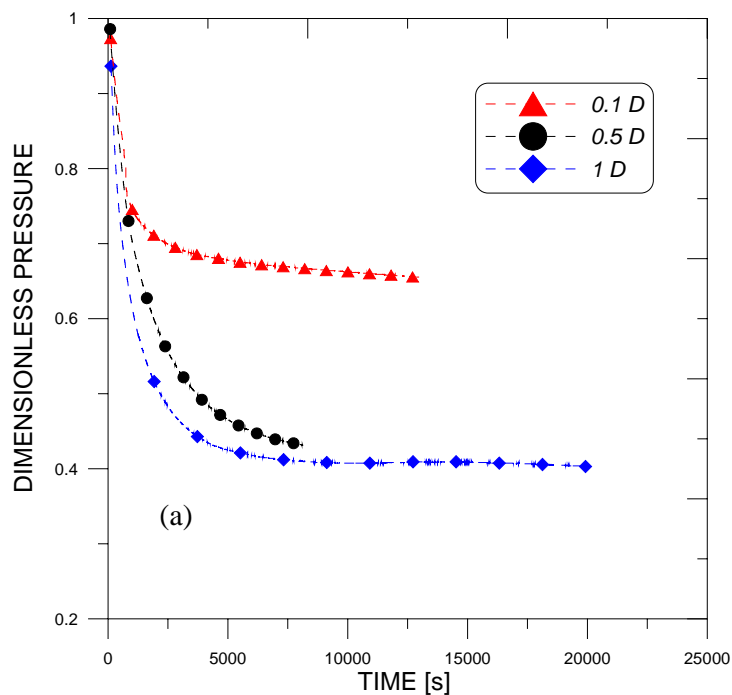


Figure 5. Pressure as a function of time: (a) R-134a/POE 10H, (b) R-134a/POE 7H.

Figures 6.a and 6.b exhibit the pressure behaviour during absorption of R-600a in POE 7H and POE 5H, respectively. As can be seen, the rate of pressure decay as a function of time is much less pronounced than for R-134a, as a result of diffusion-controlled absorption. Saturation was not reached in any situation, even after 12-hour experimental runs. It can be also verified that the absorption process for R-600a is much less dependent on the height of liquid layer than R-

134a. From the pressure decay curves, as seen in the R-134a data, there is an indication that the solubility of R-600a in POE 7H is lower than that of R-600a in POE 5H, at least for the temperature at which the tests were carried out.

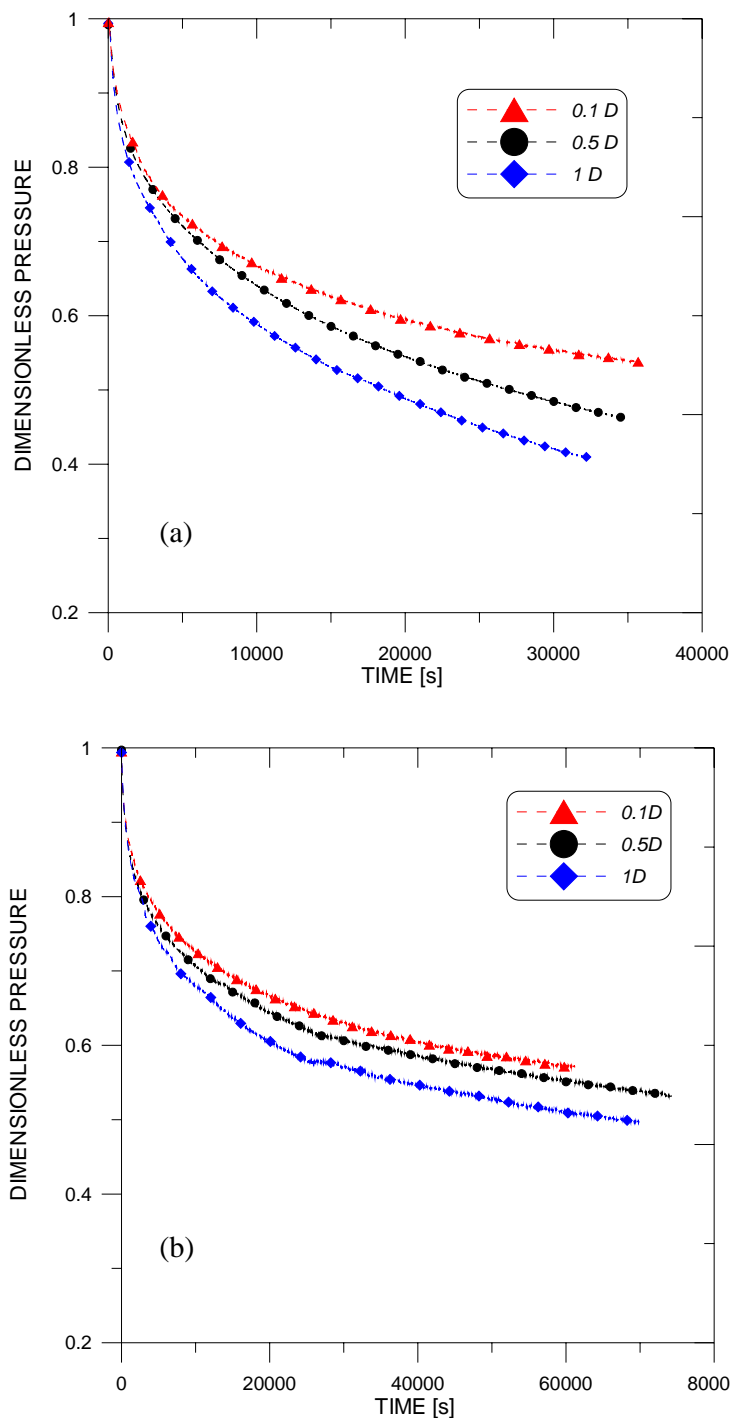


Figure 6. Pressure as a function of time: (a) R-600a/POE 7H, (b) R-600a/POE 5H.

Figures 7.a and 7.b present liquid and ambient temperature data as a function of time for runs with R-134a and POE 10H and POE 7H for a liquid depth of 1 D (in both cases), respectively. The liquid temperature is measured with a thermocouple whose tip is submerged a few mm from the liquid-vapour interface. To some extent, the temperature read by this sensor can be approximated as the interfacial temperature since, for the time period during which the

temperature recording is made, the amount of condensed refrigerant is not sufficient to raise the level of the interface significantly. Similar results are presented for R-600a in POE 7H and POE 5H in Figures 8.a and 8.b. As can be seen, the liquid temperature rises sharply (less sharply so for R-600a) as a result of latent heat release (exothermal absorption) during the first minute or so, but eventually, as absorption ceases the system regains thermodynamic equilibrium with the surroundings (see Figure 9).

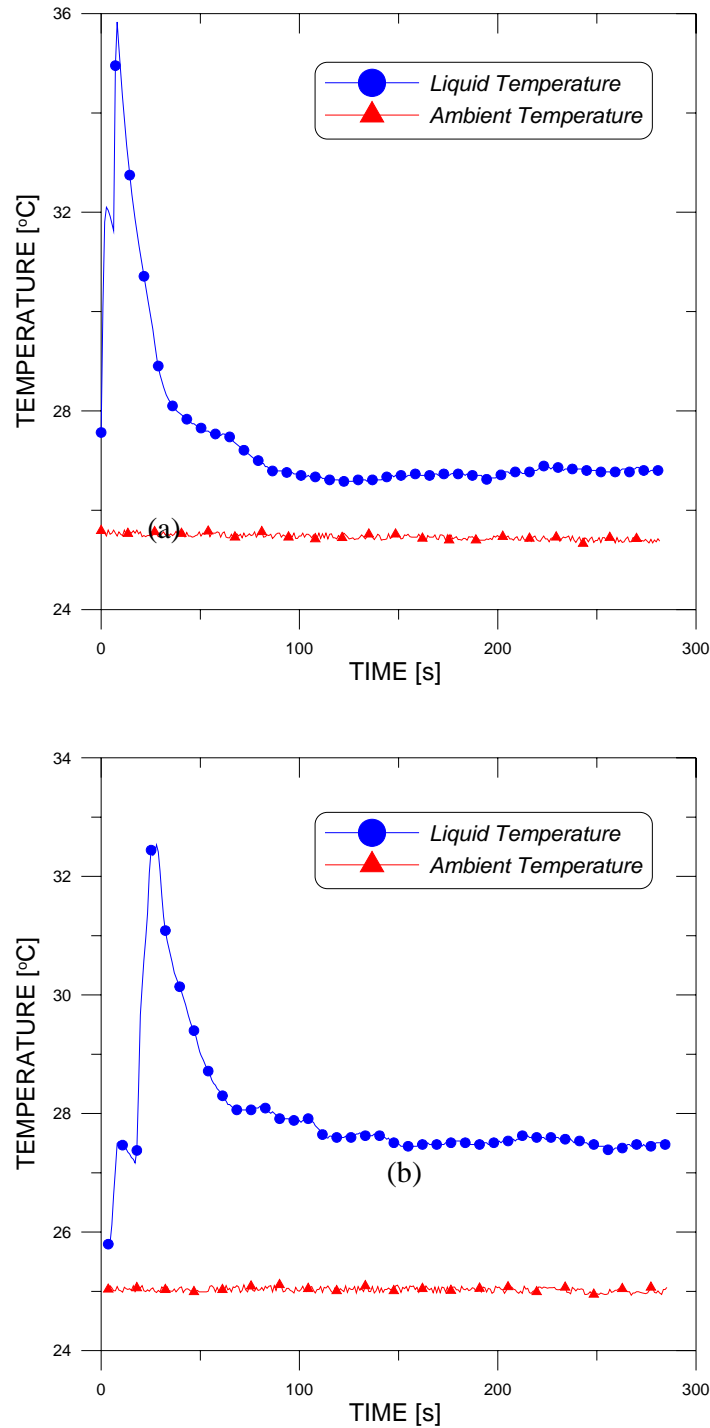


Figure 7. Temperature behaviour as a function of time. (a) R-134a in POE 10H, (b) R-134a in POE 7H.



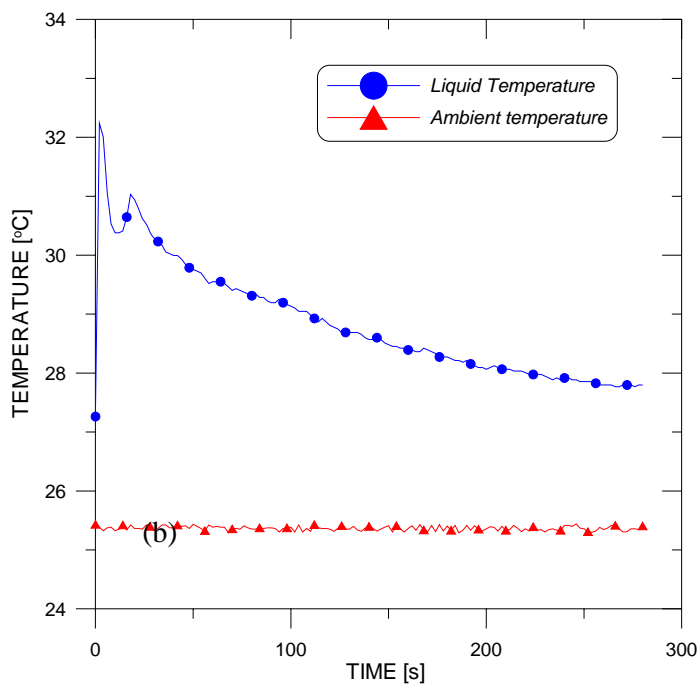
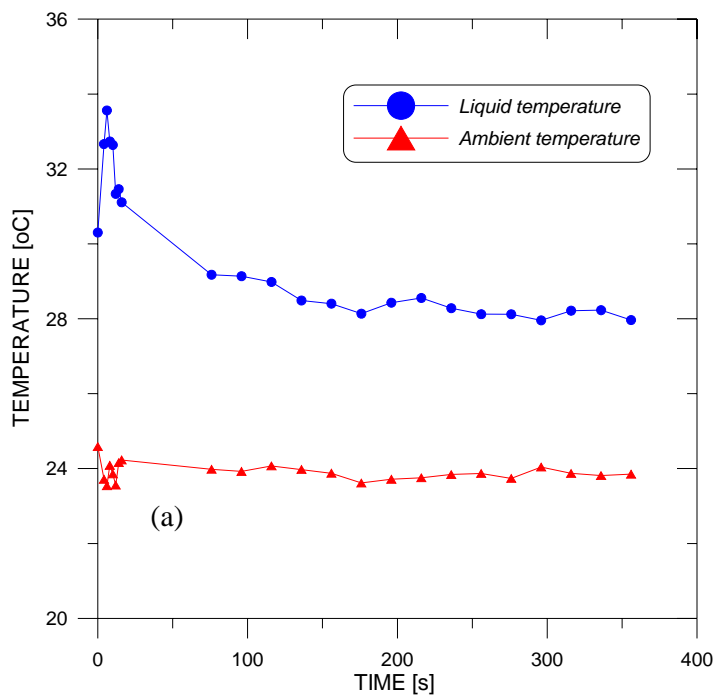


Figure 8. Temperature behaviour as a function of time. (a) R-600a in POE 7H, (b) R-600a in POE 5H.

## 5. Conclusions

This paper presented a study on flow field visualization and experimental assessment of absorption of vapour refrigerants 134a and 600a in polyol ester (POE) lubricant oils. While the absorption of R-600a is controlled solely by diffusion, the R-134a/POE system is Rayleigh unstable and the resulting flow field during absorption is due to natural

mass convection. Several features of the flow field during absorption of R-134a were identified through the image sequences, such as plume formation, plume structure, etc.

Liquid temperature and system pressure as a function of time were acquired for a number of experimental conditions including oil viscosity grade and aspect ratio of the liquid layer. The rise in temperature associated with the latent heat release was recorded during selected runs. Because of the associated mass convection, it was observed that the absorption of R-134a in lubricant oil was much more dependent on the height of the liquid layer than the absorption of R-600a. A mathematical model is under implementation to predict the behaviour of the system pressure and temperature as a function of time.

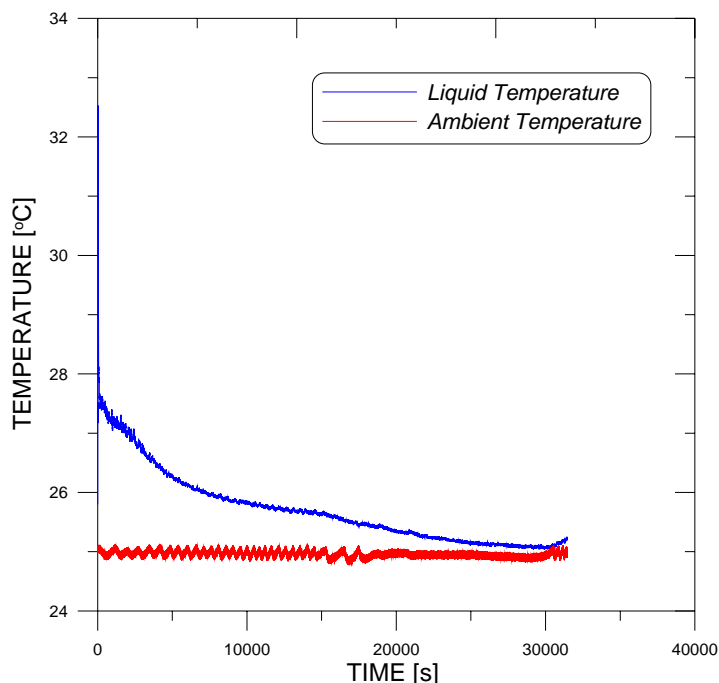


Figure 9. Temperature behaviour as a function of time. R-134a in POE 10H.

### Acknowledgements

This work was financially supported by Embraco SA and CNPq (Brazilian National Research Council). The authors thank Mr. A. Pereira for helping with the construction and operation of the experimental facility.

### 6. References

- Fukuta, M., Yanagizawa, T., Shimizu, T. and Nishijima, H., 1995, Transient Mixing Characteristics of Refrigerant with Refrigeration Oil, Proc.19th Int. Congress of Refrigeration IVa, 215-222.
- Fukuta, M., Yanagisawa, T., Omura, M. and Ogi, Y., 2005, Mixing and Separation Characteristics of Iso-butane with Refrigeration Oil, Int. J. Refrig., 28, 997-1005.
- Gessner, T.R. and Barbosa Jr., J.R., 2006, Modeling Absorption of Pure Refrigerants and Refrigerant Mixtures In Lubricant Oil, International Journal of Refrigeration, 29, 773-780.
- Goswami, D.Y., Shah, D.O., Jotshi, C.K., Bhagwat, S.S., Leung, M., Gregory, A.S. and Lu S., 1998, Foaming Characteristics of Refrigerant/Lubricant Mixtures, ARTI-MCLR Report 665-53200.
- Okhotsimskii, A. and Hozawa, M., 1998, Schlieren visualization of natural convection in binary gas-liquid systems, Chemical Engineering Science, 53, 2547-2573.
- Yokozeki, A., 2002, Time-Dependent Behavior of Gas Absorption in Lubricant Oil, International Journal of Refrigeration, 25, 695-704.

## AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM CONDICIONADOR DE AR AUTOMOTIVO

### Carlos Alexandre Borin Petroski

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curso de Engenharia Mecânica, Laboratório de Sistemas Térmicos, LST  
carlospetroski@yahoo.com.br

### Nathan Mendes

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curso de Engenharia Mecânica, Laboratório de Sistemas Térmicos, LST  
nathan.mendes@pucpr.br

### Luís Mauro Moura

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curso de Engenharia Mecânica, Laboratório de Sistemas Térmicos, LST  
luis.moura@pucpr.br

**Resumo.** *Apresenta-se neste trabalho uma bancada experimental que permite avaliar os principais parâmetros de um sistema de condicionamento de ar automotivo. As análises realizadas são as seguintes: influência da quantidade de fluido refrigerante, a taxa transferida de calor pelo evaporador medido em um calorímetro e o efeito causado pela temperatura do meio externo no sistema de refrigeração.*

**Palavras chave:** *Condicionador de ar automotivo, bancada experimental, sistema de climatização, fluido refrigerante.*

### 1. Introdução

A indústria automobilística passa por uma constante evolução desde o seu surgimento. Pesquisas revelam que itens considerados luxuosos e de alto custo tornaram-se mais acessíveis ao consumidor. Uma evidência deste fato é o aumento de demanda de veículos com condicionadores de ar, segundo pesquisa realizada em São Paulo pelo departamento de tráfego.

Pode-se concluir que há uma mudança de perfil nos consumidores, o que gera maior interesse das indústrias em aumentar sua produção de unidades de climatização reduzindo o custo unitário do produto.

Não só a questão preço é abordada pelas indústrias, mas também, a evolução tecnológica do equipamento, que necessita acompanhar as tendências gerais do setor automotivo. Os departamentos de tecnologia constantemente desenvolvem componentes com menor massa para possibilitar a fabricação de veículos mais econômicos. Ao mesmo tempo buscam obter melhor eficiência energética, para além de minimizar a potência consumida pelo compressor, possibilitar a evolução do design do automóvel, que normalmente requer uma redução da entrada de ar frontal.

Um veículo que possui aproximadamente 3 m<sup>3</sup> em seu interior requer aproximadamente 5 kW de potência de refrigeração, enquanto que em um ambiente residencial de 30 m<sup>3</sup> seria necessária metade desta potência. Esta diferença se deve aos fatores que influenciam na carga térmica de um automóvel. Analisando o meio em que o automóvel se encontra, tem-se a influência da condução de calor pela carroceria e principalmente transferência de calor por radiação. Há também fontes de calor internas no automóvel, como por exemplo, o próprio motor, os componentes elétricos e os ocupantes.

Kaynakli e Horuz (2003) estudaram o comportamento de um sistema de climatização automotivo. Eles analisaram os fatores que influenciam a eficiência do sistema, dentre eles a temperatura do compressor e do evaporados e a variação da velocidade do compressor.

Jabardo *et al.* (2001) pesquisaram sobre um sistema de condicionamento de ar automotivo e desenvolveram um modelo para simulação computacional e uma bancada experimental para comparar os dados. Além da validação do modelo de simulação, foram analisados os efeitos causados pela variação da velocidade do compressor, pela quantidade de gás no sistema e pela temperatura do ar que passa no condensador e no evaporador.

Li *et al.* (2003) utilizaram uma válvula de expansão eletrônica para comparar um controlador PID convencional e um PID – Fuzzy, obtendo resultados significativos no controle do fluxo de gás refrigerante com este último método.

Apresenta-se a seguir uma bancada experimental desenvolvida para avaliar um sistema de condicionamento de ar automotivo. As análises realizadas são as seguintes: influência da quantidade de fluido refrigerante, a taxa transferida de calor pelo evaporador medido em um calorímetro e o efeito causado pela temperatura do meio externo no sistema de refrigeração.

## 2. Descrição do Experimento

Para simular condições reais de operação de um sistema de climatização automotivo é necessário que alguns parâmetros sejam controlados, podendo-se desta forma submeter o condicionador de ar a diversas situações. Primeiramente, para avaliar a influência da variação da rotação no compressor foi instalado um inversor de frequência que controla o motor elétrico, que fornece energia mecânica ao compressor. O motor elétrico é montado sob uma célula de carga para a determinação da potência mecânica entregue ao compressor. O circuito de refrigeração é instrumentado para a medição de temperatura com o uso de termopares tipo T e com transdutores de pressão. A Figura 1 mostra um esquema da instalação destes equipamentos e do sistema de climatização.

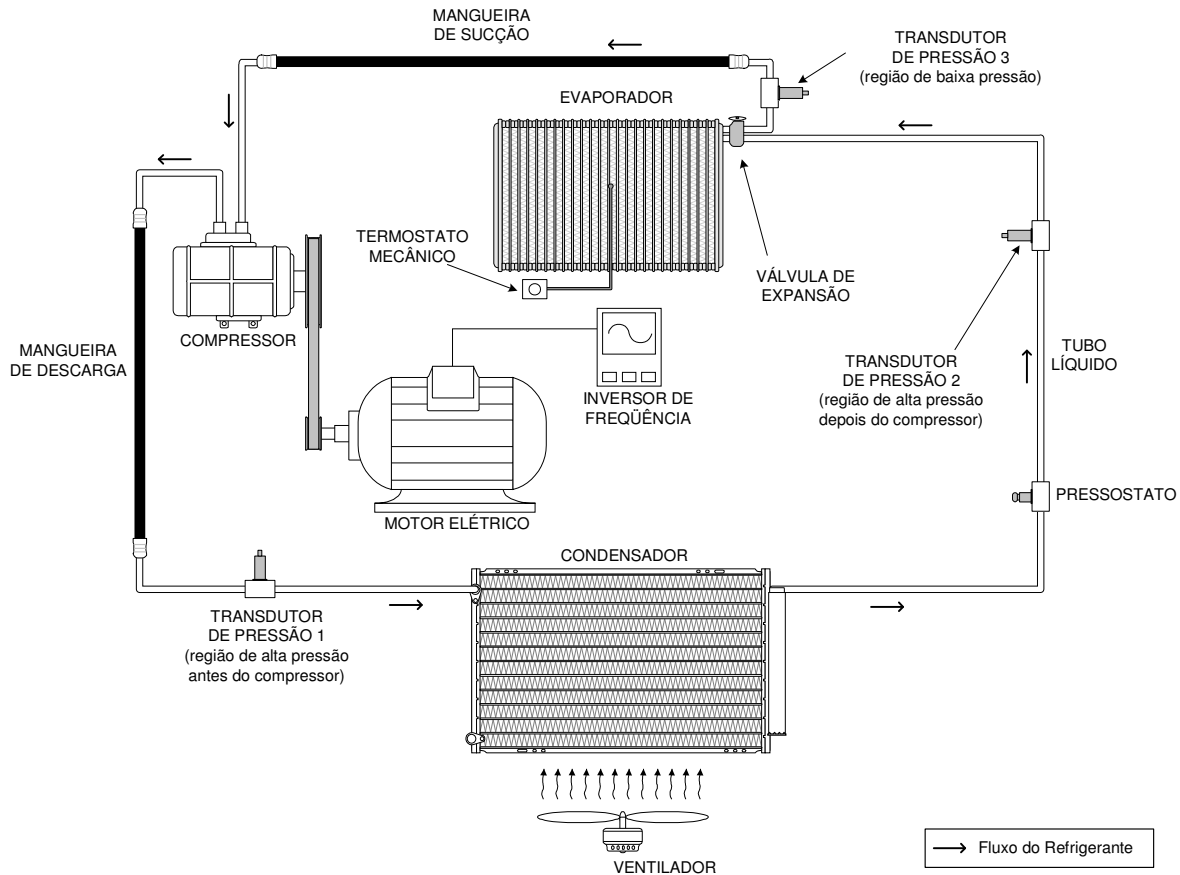


Figura 1. Montagem do sistema de refrigeração

Outro fator que influencia diretamente do desempenho do sistema é a temperatura de entrada no evaporador. Para controlar esta variável e para possibilitar a medição do calor trocado no evaporador utilizou-se um sistema isolado, mostrado na Figura 2 e adaptado a partir de um trabalho de Piske (2004). Este sistema foi montado com uma carcaça de freezer horizontal, onde uma placa isolante divide-o em dois ambientes diferentes, no inferior, há uma resistência elétrica controlada por um *varivolt*, que simula a carga térmica existente no automóvel. Na parte superior é posicionado o evaporador, que tem como função refrigerar o ar aquecido abaixo. Um ventilador centrífugo e um axial foram utilizados para circular o ar, além disso, uma tela foi construída e disposta antes do evaporador para retificar o fluxo de ar.

A montagem do sistema de refrigeração necessitou de tubulações mais longas que as originais para se adequar à montagem dos componentes e dos sensores de pressão. Isto pode influenciar levemente na eficiência do sistema por gerar maior perda de carga e maior troca de calor na tubulação.

A temperatura externa também interfere no funcionamento do sistema. Para controlar este parâmetro toda as medições foram realizadas com o dispositivo experimental dentro de uma câmara climatizada.

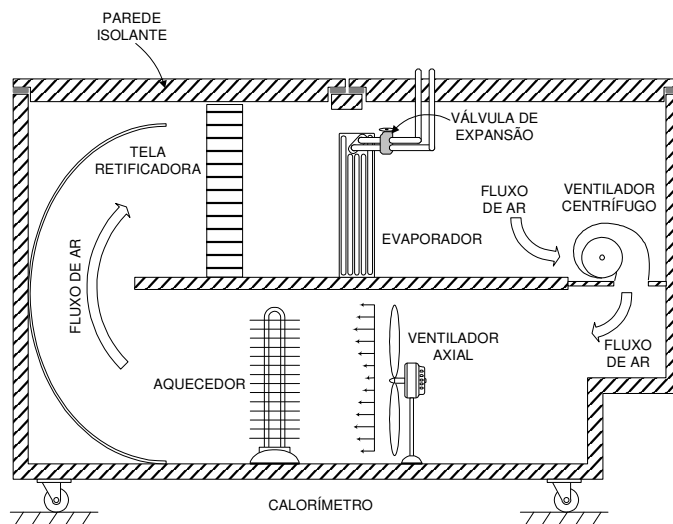


Figura 2. Dispositivo de medição do calor trocado no evaporador.

## 2.1. Descrição dos Componentes do Sistema de Climatização

### 2.1.1. Evaporador

A Figura 3 mostra uma foto do evaporador utilizado na bancada experimental. A montagem deste componente é feita com placas e aletas de alumínio unidas pelo processo de brasagem. Este modelo de evaporador é mais leve e mais eficiente que os anteriores, pois utiliza chapas de menor espessura, e fluido refrigerante realiza um percurso que favorece a troca térmica conforme demonstrado na Figura 3-b. Na montagem do sistema utiliza-se uma válvula de expansão que fica acoplada no evaporador. Apesar deste modelo de evaporador ser amplamente utilizado no mercado nacional, encontra-se um modelo ainda mais leve e eficiente no mercado internacional.

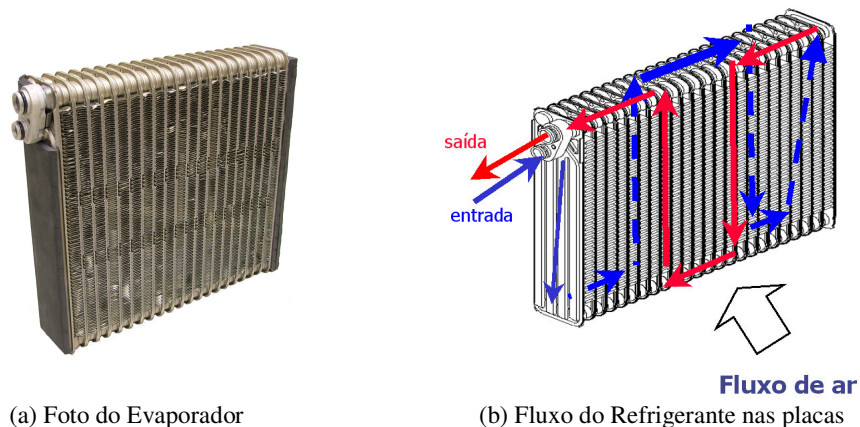


Figura 3. Foto do Evaporador da bancada, Denso (2005).

### 2.1.2. Condensador e Eletro-ventilador

O condensador utilizado na bancada tem como característica o fluxo paralelo do fluido refrigerante. Este modelo substituiu o antigo, que utiliza um sistema “serpentina”. Este trocador de calor encontra-se na parte frontal do veículo, que quando não está em movimento utiliza o eletro-ventilador, que proporciona o fluxo de ar para manter o sistema funcionando normalmente.

Na Figura 4-a observa-se a montagem de condensador e eletro-ventilador utilizados no experimento.

Outra função encontrada neste componente é o sistema de sub-resfriamento, que, desde que a quantidade de refrigerante esteja corretamente dimensionada, garante que em sua saída o fluido refrigerante esteja no estado líquido sub-resfriado. Este sistema é ilustrado na Figura 4-b.

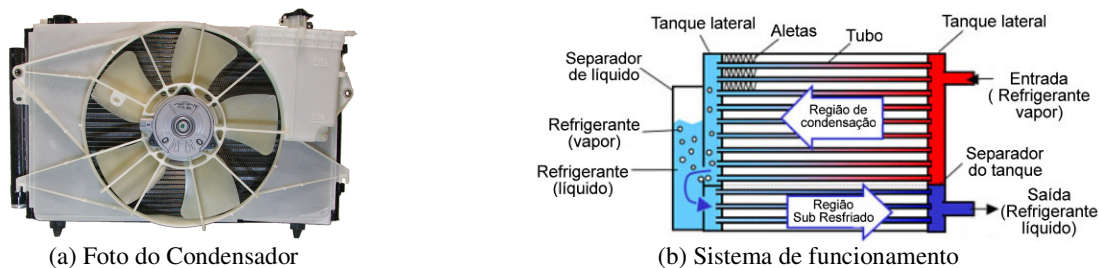


Figura 4. Condensador de Fluxo paralelo, Denso (2005).

### 2.1.3. Compressor

O compressor automotivo apresenta um elevado nível de tecnologia, pois deve garantir um bom funcionamento do sistema sob as adversidades a que um automóvel está submetido. O compressor da Fig. 5-a representa um modelo que foi bastante difundido na década de 80 e ainda é utilizado nos automóveis nacionais. A Fig. 5-b mostra uma vista em corte do compressor possibilitando visualizar sua montagem interna, Denso (2005).

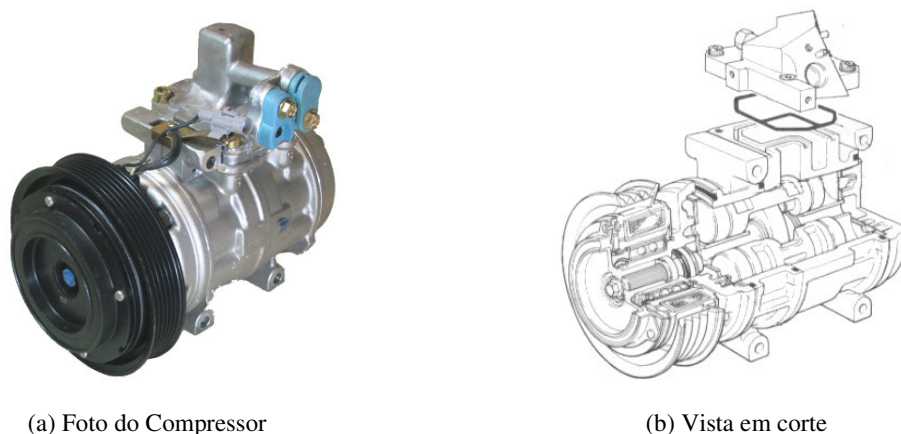


Fig. 5. Compressor com placa oscilante, Denso (2005).

O mecanismo que movimenta os pistões é chamado de placa oscilante, do inglês “Swash Plate”. Fica acoplado ao eixo e conectado por duas sapatas aos pistões. Esta montagem é detalhada na Fig. 6. O bloco do compressor possui uma construção com canais internos e um sistema de válvulas que associados ao formato do pistão permitem o funcionamento do sistema de dupla ação. Ao mesmo tempo em que o pistão comprime em um lado do outro ele faz a sucção do fluido refrigerante, conforme indicado na Figura 6.

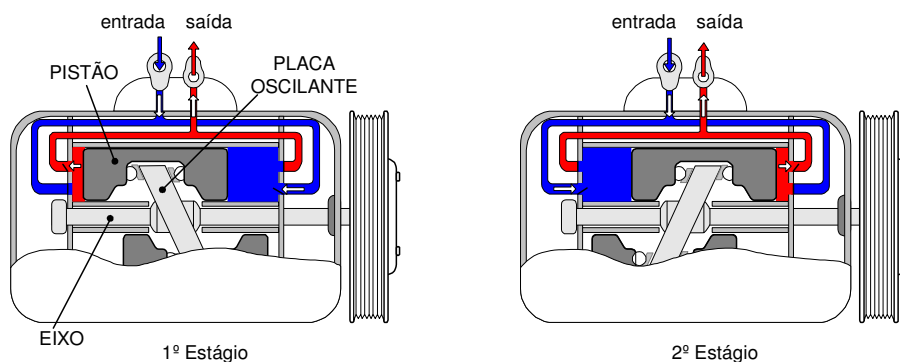


Figura 6. Funcionamento do compressor com placa oscilante, Denso (2005).

## 2.2 Instrumentação da Bancada

Para possibilitar a análise das variáveis do sistema foram utilizados sensores de temperatura (termopar tipo T), sensores de pressão, transdutores de potência e uma célula de carga.

A

Figura ilustra os pontos de medição de temperatura e de onde foram instalados os sensores de temperatura de pressão. Os transdutores de potência foram instalados para media a potência consumida pelos equipamentos no interior do sistema isolado.

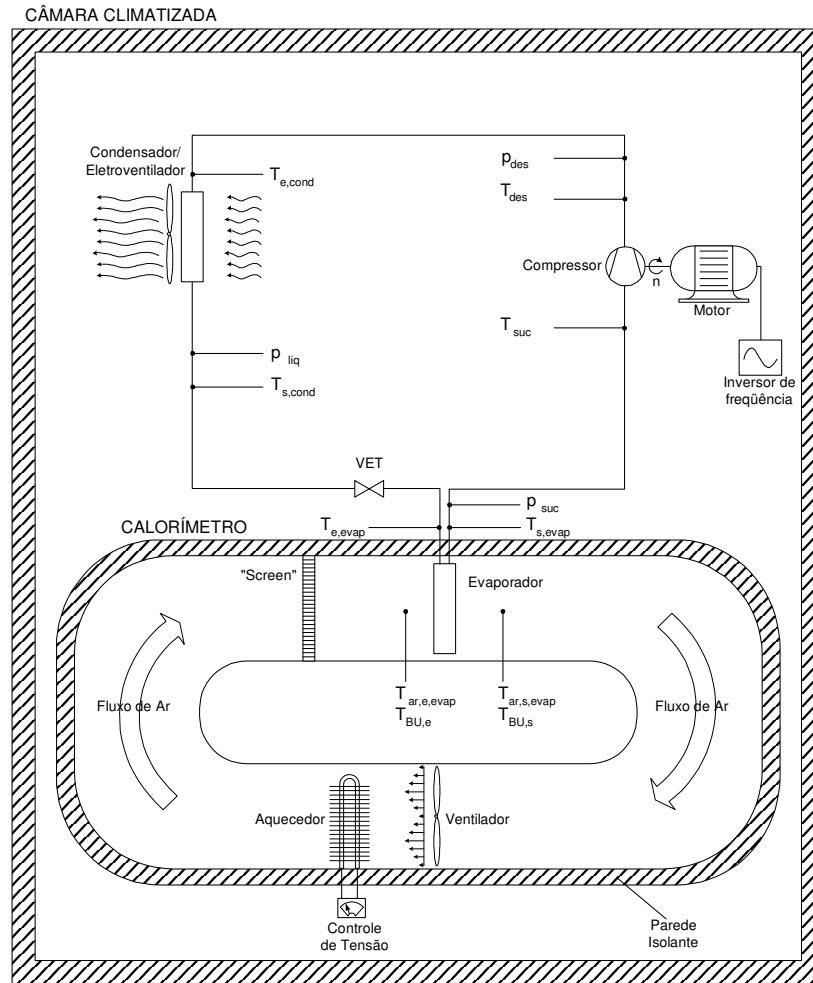


Figura 7. Instrumentação da bancada Experimental

Uma forma de se obter a potência do compressor é medindo a energia gasta pelo motor considerando seu rendimento e a diferença de polias.

Com o intuito de reduzir as incertezas desta medição foi utilizada a célula de carga e um suporte específico. O método consiste em prolongar o eixo interno do compressor e apoiá-lo em dois mancais, Figura . Deste modo o compressor ficaria livre para girar, mas isto é impedido pela fixação da haste transversal a uma célula de carga.

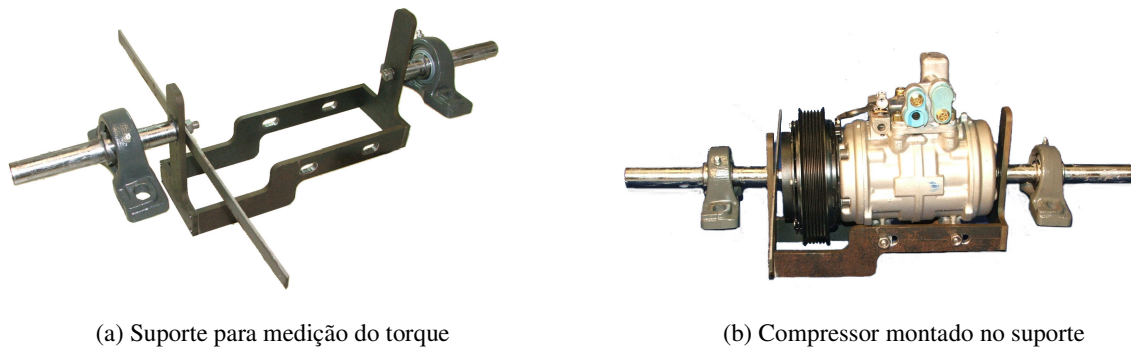


Figura 8. Suporte para medição de torque

### 3. Método

#### 3.1 Procedimento Experimental

##### 3.1.1. Definição da carga de gás

Os ensaios feitos na bancada do sistema A/C foram feitos variando-se a quantidade de carga de gás no sistema, pois isso afeta diretamente a capacidade de refrigeração. Ajustando o compressor com uma rotação de 1000 rpm e fornecendo uma carga inicial de fluido refrigerante de 300g realizou-se o primeiro ensaio. Repetindo este procedimento com um incremento de 50g a cada ensaio chegou-se ao resultado que determina a quantidade ideal de fluido refrigerante.

##### 3.1.2. Variação da Temperatura do Ar Externo ( Condensador)

O funcionamento do sistema de condicionamento de ar é influenciado pela temperatura do ar externo, pois determina a condição de operação do condensador. Para analisar este parâmetro foi utilizado uma câmara climatizada.

##### 3.1.3. Variação da Temperatura do Ar de Entrada no Evaporador

A temperatura do ar a ser refrigerado, que entra no evaporador depende além das condições climáticas do calor gerado pelo próprio veículo e seus ocupantes. Utilizando um *varivolt* foi possível ajustar a potência da resistência elétrica controlando assim a temperatura de entrada no evaporador.

#### 3.2. Cálculo da Potência consumida pelo Compressor

O sistema de montagem do suporte do compressor está representado na Fig. 9 com os parâmetros envolvidos no cálculo da potência consumida para refrigerar o ar aquecido.

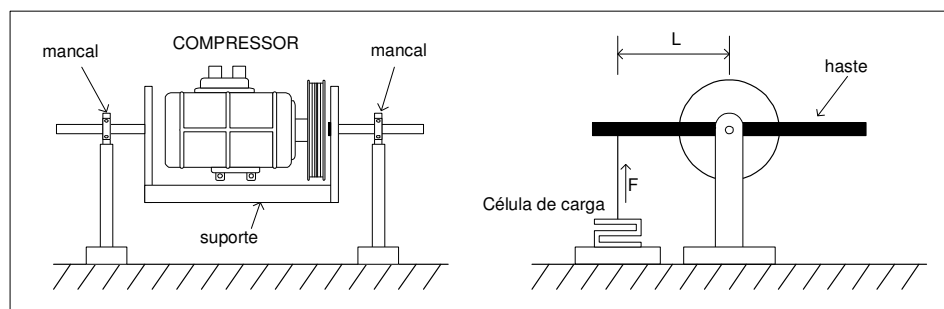


Figura 9. Esquema do dispositivo para medição de torque

Multiplicando-se a força  $F$  lida pela célula de carga pela distância  $L$  tem-se o torque no compressor conforme equação (1)

$$\tau = F \cdot L \quad (1)$$



A Eq. (2) fornece a potência consumida pelo compressor utilizando o valor do torque e a rotação do compressor.

$$W_{comp} = \tau \frac{n\pi}{30} \quad (2)$$

#### 4. Resultados

As análises experimentais foram realizadas em regime permanente e sem que a embreagem magnética do compressor seja desativada, que ocorre quando o termostato detecta uma temperatura próxima de 0 °C na superfície do evaporador, portanto foi necessário

##### 4.1. Análise da Quantidade de Fluido Refrigerante

Inicialmente foram utilizadas as seguintes condições de temperatura:  $T_{amb,cond} = 40$  °C,  $T_{ar,e,evap} = 35$  °C e 1019 rpm, que foram suficientes para os ensaios de 300 e 350 g de gás. A partir de 400 g o termostato interrompeu o funcionamento contínuo do compressor, fazendo-se necessário aumentar a temperatura de entrada no evaporador ( $T_{ar,e,evap}$ ) para 50 °C.

Ao fim dos ensaios foram obtidos os gráficos da Figura 70, que permitem avaliar qual a quantidade ideal de fluido refrigerante para o sistema obter melhor desempenho.

A Figura 70-a mostra a temperatura do ar na saída do evaporador, onde uma grande diferença de temperatura é observada de 300g para 350g indicando a fase inicial da carga de gás. Depois disso, esta temperatura permanece em aproximadamente 7°C.

Analisando o grau de sub-resfriamento na Figura 70-b observa-se que entre 400 e 605 g o parâmetro em questão apresenta uma pequena variação e após este intervalo sobe gradativamente com o aumento da carga de gás.

Através da análise de um diagrama pressão-entalpia é natural concluir que quanto maior o grau de sub-resfriamento, maior é o efeito de refrigeração, entretanto, se a quantidade de gás for muito alta o sistema perde eficiência, pois há uma elevação da pressão de descarga no compressor, conforme observado na Figura 70-c. A partir de 651 g de refrigerante a pressão de descarga tende à uma elevação progressiva, indicando que a carga ideal de gás já foi ultrapassada. Nota-se também que na faixa de 400 a 605 g a pressão após o compressor varia muito pouco, coincidindo com o intervalo de estabilização do grau de sub-resfriamento.

A Figura 70-d mostra que a variação da potência consumida pelo compressor é condizente com a variação de pressão de descarga, confirmando que o intervalo de análise está entre 400 e 605g de fluido refrigerante.

Quando a pressão de descarga se torna muito alta a eficiência do sistema é reduzida, portanto a carga ideal é a de 554g, que ao mesmo tempo em que apresenta uma baixa temperatura na saída no evaporador e um bom grau de sub-resfriamento sua pressão de descarga encontra-se em um valor adequado. O valor de 605g também apresenta uma pressão de descarga relativamente baixa, mas por questão de segurança utiliza-se o valor anterior.

##### 4.2. Análise da Influência da Temperatura do Ar Externo

Os resultados apresentados mostram a influência da temperatura do meio ambiente em relação ao funcionamento do sistema de climatização.

A Figura 1-a mostra que a variação da taxa transferida de calor pelo evaporador aumentou com o acréscimo da temperatura ambiente no condensador. O gráfico também mostra que o compressor consome uma potência maior para possibilitar uma maior troca térmica no evaporador, considerando que a temperatura do ar de entrada no evaporador permanece em 20 °C. A Figura 1-b mostra a diminuição da eficiência do condicionador de ar com o aumento da temperatura ambiente do condensador. Uma consequência prática deste fato é que em dias quentes a potência consumida pelo compressor é maior, portanto o consumo de combustível deve aumentar.

Considerando que as condições adversas em que opera um sistema de climatização automotivo, é importante analisar as pressões do sistema. A Figura 1-c mostra que a uma temperatura de 40 °C a pressão de descarga não atinge 16 bar, enquanto que as condições normais de operação do sistema é de até 20 bar, conforme informado pelo fabricante. A pressão de sucção permanece praticamente constante, o que comprova o funcionamento da válvula de expansão, que através de um dispositivo mecânico regula a vazão de fluido refrigerante na entrada do evaporador.

As tubulações do sistema e o compressor se encontram no mesmo ambiente, portanto a temperatura do gás nos pontos de sucção e descarga sofre um aumento, conforme mostrado na Figura 1-d.

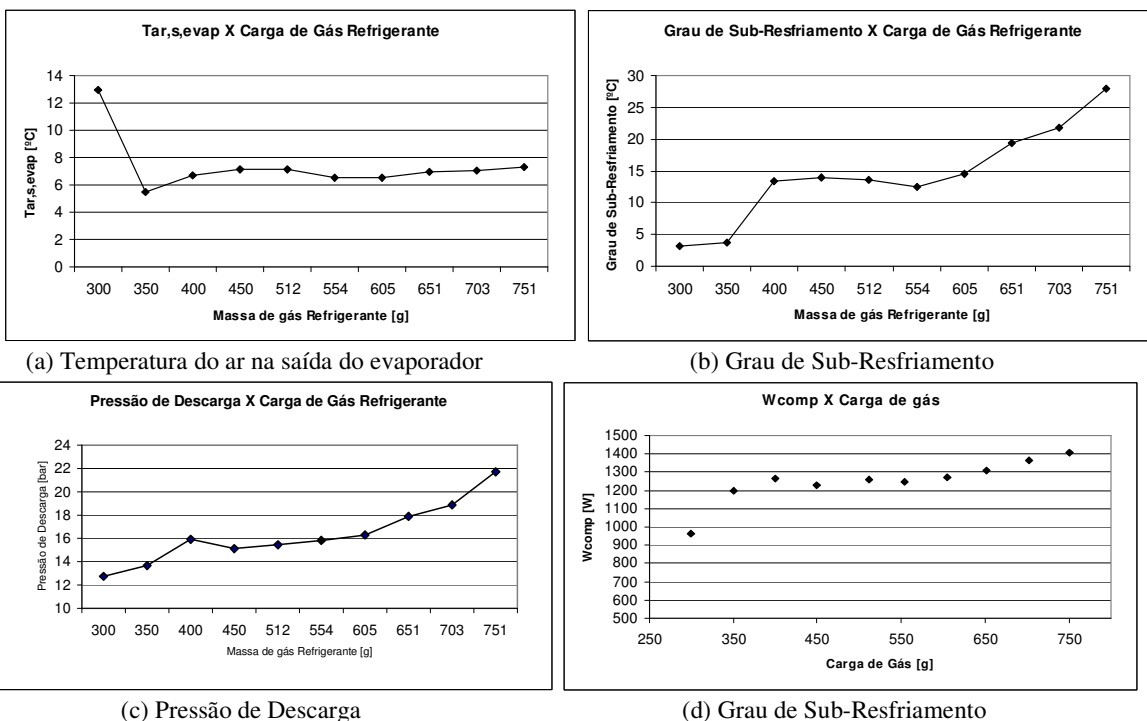


Figura 70. Gráficos de análise dos parâmetros em função da Variação de carga de fluido refrigerante ( $T_{ar,cond}=40^{\circ}C$ ,  $rot=1019$  rpm,  $T_{ar,e,evap}=50^{\circ}C$ )

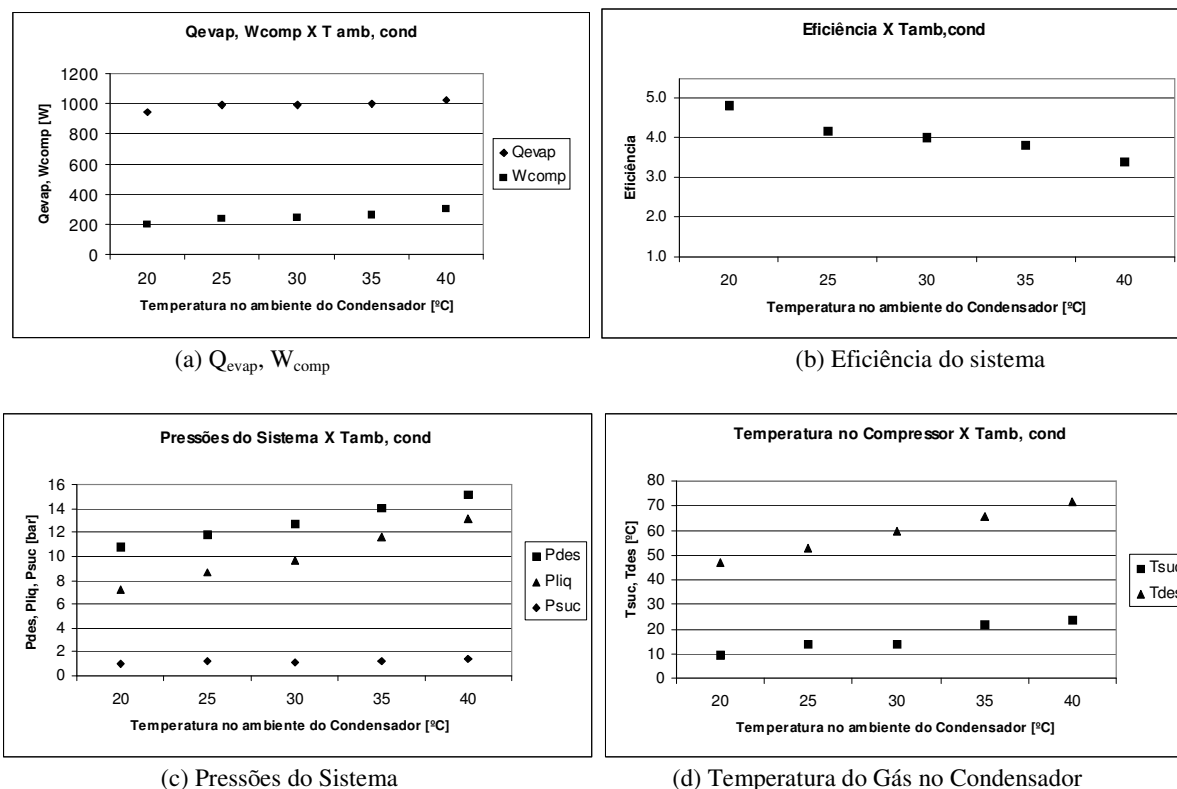


Figura 11. Resultados dos ensaios de Variação da Temperatura do Ar Externo ( $T_{ar,e,evap}=20^{\circ}C$ , 2021 rpm)

### 4.3. Influência da Temperatura do Ar de Entrada do Evaporador.

A temperatura do ar que entra no veículo é a principal fonte de calor que atua no sistema de climatização, o controle com o regulador de tensão ligado na resistência elétrica permite a avaliação deste parâmetro.

Ao aumentar a potência da resistência para variar a temperatura do ar e da superfície do evaporador, isso implica em um aumento de calor trocado no evaporador, conforme Figura 2-a. Nesta mesma figura pode ser observado a medição do trabalho no compressor, que aumenta em menor proporção quando comparado ao calor trocado no evaporador, resultando em um pequeno aumento da eficiência do sistema, conforme Figura 2-b.

A Figura 2-c mostra o aumento de pressão de descarga e na tubulação de líquido, enquanto que a pressão de sucção permanece praticamente constante devido à atuação da válvula de expansão auto ajustável.

A elevação da temperatura de descarga, mostrada na Figura 2-d, é resultado do acréscimo do trabalho no compressor, enquanto a queda da temperatura de sucção é resultado do aumento do calor trocado no evaporador.

O aumento de pressão e temperatura de descarga, obviamente fornece gás refrigerante com maior temperatura na entrada do condensador (Figura 2-e), entretanto este componente com sistema de sub-resfriamento se mostra bastante eficiente ao manter a temperatura de saída praticamente constante.

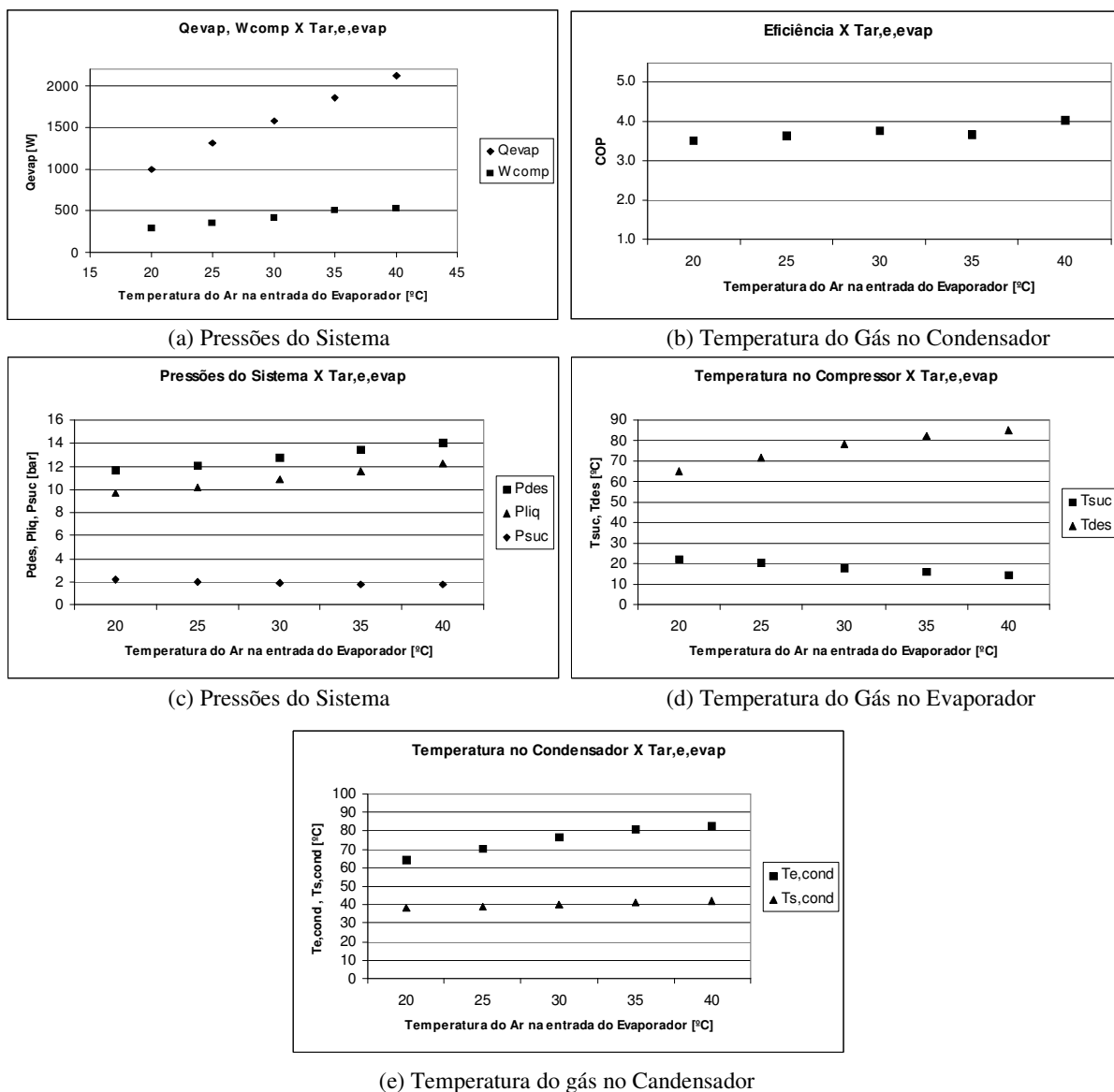


Figura 12. Variação da Temperatura de entrada no Evaporador ( $T_{amb,cond}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$ , 2021 rpm)

## 5. Considerações Finais

Em relação aos parâmetros controlados durante os ensaios, a análise da quantidade de fluido refrigerante apresenta-se como fundamental para o bom funcionamento do condicionador de ar, devendo atingir os melhores requisitos de refrigeração sem que a pressão ultrapasse os níveis de segurança.

Quando à carga térmica e a variação da temperatura externa observa-se a importância da válvula de expansão termostática, que garante a climatização nos níveis desejados.

O sistema de medição de torque desenvolvido mostrou-se inovador, por medir o trabalho gasto diretamente no compressor.

De modo geral, os resultados obtidos através dos experimentos possibilitam uma comparação bastante coerente com a realidade em um automóvel. O que proporciona avaliar implementações de melhorias no sistema, tais como, alterar os trocadores de calor, utilizar um compressor variável, diminuir o comprimento das tubulações ou qualquer outra proposta de interesse industrial ou acadêmico.

## 6. Agradecimentos

A Capes pela concessão de uma bolsa de mestrado ao primeiro autor e a Denso do Brasil que gentilmente doou equipamentos de climatização automotiva para a montagem da bancada.

## 7. Referências

- Denso. Tlp. In: Figuras. Disponível em: <<http://www.denso.com.sg>>. Acesso em 12 de setembro 2005.
- Global Denso. In: Gás Refrigerante. Disponível em: <<http://www.globaldenso.com.br>>. Acesso em 10 de agosto 2005.
- Jabardo, J.M.S.; Mamani, W. G.; Ianella; M.R., 2001, "Modeling and experimental evaluation of an automotive air conditioning system with a variable capacity compressor". In: International Journal of Refrigeration. January.
- Kaynakli, O; Horus, I., 2003, "An experimental analysis of automotive air conditioning system". Int. Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 30, n 2, USA: Elsevier Science.
- Li, X.; Chen J.; Chen Z.; Liu W.; Hu W.; Liu X., 2003, "A new method for controlling refrigerant flow in automobile air conditioning". In: Applied Thermal Engineering November.
- Piske, A.C., 2004, "Desenvolvimento de um calorímetro para avaliação de evaporadores". Dissertação (Mestrado). Curso de Engenharia Mecânica, Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Curitiba.

# AN EXPERIMENTAL APPARATUS TO EVALUATE THE AUTOMOTIVE AIR CONDITIONING

## Carlos Alexandre Borin Petroski

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curso de Engenharia Mecânica, Laboratório de Sistemas Térmicos, LST  
carlospetroski@yahoo.com.br

## Nathan Mendes

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curso de Engenharia Mecânica, Laboratório de Sistemas Térmicos, LST  
nathan.mendes@pucpr.br

## Luís Mauro Moura

Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curso de Engenharia Mecânica, Laboratório de Sistemas Térmicos, LST  
luis.moura@pucpr.br

**Abstract.** *An experimental bench was developed to evaluate the main automotive air conditioning parameters. The physical parameters taking in account are: amount of refrigerant gas, the evaporation capacity and the influence of the environment temperature.*

Keywords: automotive air conditioning, air conditioning systems, refrigerant.

## ANÁLISE DO DESEMPENHO DE COMPRESSORES CENTRÍFUGOS EM BAIXAS CAPACIDADES

### Rovanir Baungartner

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
88.040-900, Florianópolis, SC  
baungartner@polo.ufsc.br

### Cesar J. Deschamps

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
88.040-900, Florianópolis, SC  
deschamps@polo.ufsc.br

### Ricardo A. Maciel

Empresa Brasileira de Compressores S.A.  
Joinville, SC, Brasil  
rmaciel@embraco.com.br

**Resumo.** Compressores centrífugos são geralmente adotados em sistemas de refrigeração de grande capacidade, sendo que a menor potência elétrica conhecida situa-se em torno de 30 kW. Através do uso de motores de alta velocidade, pode-se tornar viável a construção de compressores centrífugos de capacidades ainda menores. Diversas vantagens associadas ao compressor centrífugo, tais como tamanho compacto, ausência de vibração e pulsação do escoamento, níveis de ruído baixos, entre outras, justificam o seu emprego em detrimento de compressores de deslocamento positivo. Um modelo termodinâmico foi desenvolvido neste trabalho para a análise do desempenho de compressores centrífugos em baixas capacidades de refrigeração e considerando diferentes fluidos refrigerantes. Resultados das geometrias e rotações necessárias para a operação do compressor são fornecidos em conjunto com suas eficiências.

*Palavras chave:* compressor centrífugo, turbomáquinas, refrigeração.

### 1. Introdução

A primeira aplicação de compressores centrífugos em refrigeração ocorreu em 1920. Segundo alguns autores, o compressor centrífugo é a escolha mais racional em plantas de refrigeração e aquecimento na faixa de 1MW a 30 MW, principalmente devido à economia, baixa manutenção e confiabilidade. Já Stoecker (1985) coloca que os compressores centrífugos são particularmente interessantes em aplicações com capacidade de refrigeração acima de 500 kW.

Atualmente, o menor compressor centrífugo em produção é destinado a sistemas na condição HBP ( $T_c = 7,2 \text{ }^\circ\text{C}$ ;  $T_e = 54,4 \text{ }^\circ\text{C}$ ), com uma capacidade de refrigeração de 30 kW. Este valor é muito abaixo daqueles até então disponíveis no mercado e tornou-se viável devido ao desenvolvimento tecnológico de motores elétricos, materiais, fluidos refrigerantes, entre outros. De fato, um aspecto decisivo na concepção de compressores centrífugos de baixa capacidade é a possibilidade de operá-los em rotação elevada, sendo que atualmente estão disponíveis compressores operando em até 48.000 rpm.

O objetivo do presente trabalho é analisar o desempenho de compressores centrífugos aplicados a baixas capacidades de refrigeração, identificando as principais restrições ao seu emprego. Para tanto, desenvolveu-se uma metodologia numérica para a avaliação do compressor de acordo com os vários parâmetros de projeto, tais como fluido refrigerante, capacidade de refrigeração, rotação e dimensões geométricas.

### 2. Formulação Termodinâmica

O projeto de uma máquina de fluxo freqüentemente se depara com o mesmo problema inicial: decidir sobre o tipo de rotor mais adequado para a aplicação desejada. Usualmente, o projetista dispõe de parâmetros preliminares, tais como vazão e capacidade necessárias. Segundo Dixon (1998), um parâmetro adimensional fundamental no projeto de máquinas de fluxo é a rotação específica  $N_{ss}$ , sendo também útil para a escolha do tipo de rotor. A rotação específica pode ser definida como (Japikse, 1996):

$$N_{ss} = \frac{N Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (1)$$

onde  $N$  é a rotação do rotor,  $H$  é o trabalho específico realizado e  $Q$  é a vazão volumétrica.

Para uma determinada máquina de fluxo, o ponto de máxima eficiência corresponde a um determinado valor de rotação específica. Assim, para manter a condição de máxima eficiência, uma mudança na rotação implica em mudanças no projeto do rotor (Dixon, 1998). Ao analisar a Eq. (1), e considerando um valor de rotação específica de máxima eficiência, pode-se notar que aplicações com vazões baixas estão associadas a rotações elevadas do rotor, causando alguns inconvenientes: i) elevado atrito viscoso no escoamento; ii) elevado atrito em partes mecânicas; iii) dificuldade em garantir a operação segura de mancais, motores e demais partes móveis. Deste modo, a Eq. (1) sugere que, para garantir velocidades moderadas, um fluido adequado deveria proporcionar uma elevada vazão volumétrica (baixa densidade) e um pequeno aumento de entalpia, este caracterizando o trabalho específico.

Um compressor centrífugo consiste essencialmente de um rotor e um difusor. A função do rotor é entregar energia ao fluido (pressão e velocidade) através da ação centrífuga, cabendo ao difusor recuperar parte da energia cinética na forma de pressão. A Fig. 1 representa a geometria básica de um rotor centrífugo, com a indicação de alguns de seus principais parâmetros geométricos, tais como ângulo de pá,  $\beta$ , diâmetro,  $D$ , e altura do rotor  $b$ . Os subíndices 1 e 2 são usados para representar as condições na entrada e na saída do rotor, respectivamente. Na Fig. 2 é apresentado o triângulo de velocidades para a seção de saída do rotor, necessário para se identificar as diversas componentes de velocidade que serão envolvidas na simulação do compressor. Uma representação semelhante poderia ser feita para as componentes de velocidade na entrada. Deve ser observada a localização da velocidade de escorregamento  $C_{slip}$ , que ocorre na saída do rotor, a qual possui significativa importância no cálculo das perdas no processo de compressão, conforme será discutido mais adiante.

Outro ponto geométrico característico de rotores centrífugos é a disposição das pás voltada para trás ( $\beta < 90^\circ$ ), uma característica típica de sistemas com vazões ou pressões elevadas, em função da exigência de eficiência elevada nessas aplicações (Stoeker, 1985). Japikse (1996) apresenta um equacionamento para o cálculo do desempenho de rotores centrífugos mas que necessitam de alguns dados para caracterizar irreversibilidades. O coeficiente de escorregamento é um desses dados e será discutido posteriormente.

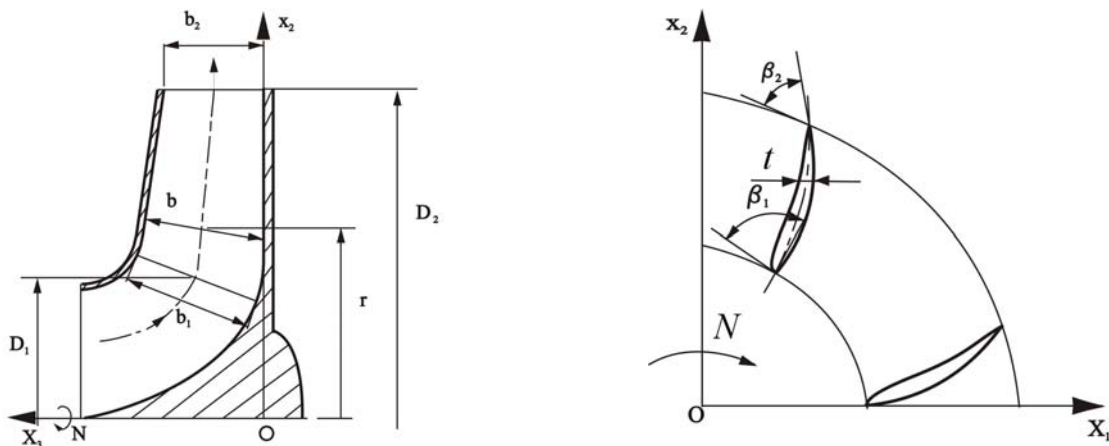


Figura 1. Esquema de um rotor centrífugo.

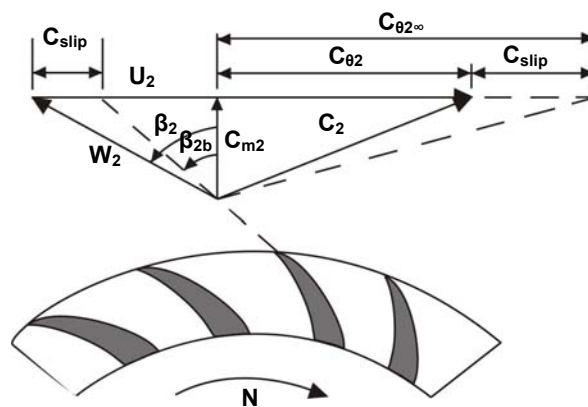


Figura 2. Triângulo de velocidades na saída de em um rotor centrífugo.

A rotina de cálculo usada neste trabalho para a análise do compressor necessita da definição das condições de entrada no rotor ( $P_{00}$ ,  $T_{00}$  e  $\dot{m}$ ), das propriedades termodinâmicas do fluido e de alguns parâmetros de projeto, tais como a rotação  $N$ , o ângulo de entrada do escoamento  $\alpha_1$ , a razão entre os raios interno e externo na entrada  $r_{1h}/r_{1t}$  e a espessura das pás  $t$ . Além disto, é necessária uma estimativa inicial para a componente de velocidade meridional na entrada  $C_{m1}$ , para determinar a velocidade relativa  $W_{1t}$ .

A partir dos dados acima, pode-se então determinar a velocidade absoluta projetada na direção tangencial à rotação,  $C_{\theta 1}$ , da seguinte forma:

$$C_{\theta 1} = C_{m1} \tan \alpha_1 \quad (2)$$

e, assim, a magnitude do vetor velocidade na entrada no rotor, necessária para a avaliação das condições de estagnação do fluido, é avaliado de:

$$C_1 = (C_{m1}^2 + C_{\theta 1}^2)^{1/2} \quad (3)$$

A partir de  $C_{m1}$  e da vazão, determina-se a área de fluxo na entrada

$$A_f = \dot{m} / [\rho_1 C_{m1} (1 - B_1)] \quad (4)$$

onde  $B_1$  é o coeficiente de bloqueio calculado a partir da redução da área devido à presença de um número,  $Z_r$ , de pás de espessura,  $t$ .

Com base na área de fluxo, o raio da extremidade da pá do rotor na entrada é então encontrado:

$$r_{1t} = \left\{ \frac{A_f}{\pi [1 - (r_{1h}/r_{1t})^2]} \right\}^{1/2} \quad (5)$$

permitindo que se avalie a velocidade na extremidade da pá:

$$U_{1t} = 2\pi r_{1t} N / 60 \quad (6)$$

a qual, por sua vez, junto com as demais componentes de velocidade, define a magnitude do vetor velocidade resultante para o fluido pela ação do rotor:

$$W_{1t} = \left[ C_{m1}^2 + (U_{1t} - C_{\theta 1})^2 \right]^{1/2} \quad (7)$$

As componentes de velocidade apresentadas acima permitem também avaliar o ângulo da pá na entrada do rotor:

$$\beta_1 = \tan^{-1} [(U_{1t} - C_{\theta 1}) / C_{m1}] \quad (8)$$

Para o cálculo das condições na saída do rotor, deve-se definir os seguintes parâmetros: razão de pressão requerida em cada estágio,  $pr_{estágio}$ , eficiência do rotor,  $\eta_{rotor}$ , coeficiente de recuperação de pressão no difusor,  $C_{pD}$ , coeficiente de escorregamento,  $\sigma$ , ângulo de saída da pá,  $\beta_{2b}$ , eficiência isentrópica de cada estágio,  $\eta_{estágio}$  e o parâmetro de *swirl*,  $\lambda_{2m}$ , o qual representa a razão entre as velocidades tangencial e meridional. De posse desses dados, são realizados então os cálculos referentes à geometria de saída do rotor, de tal forma a garantir a razão de pressão necessária no estágio ( $pr_{estágio} = P_5/P_{00}$ , onde  $P_5$  é a pressão na saída do difusor).

A variação de entalpia para um processo isentrópico para entre as condições do fluido na entrada do rotor e na saída do difusor é dada por

$$\Delta h_{0s} = \frac{kRT_{00}}{k-1} \left( pr_{estágio}^{(k-1)/k} - 1 \right) \quad (9)$$

e permite avaliar o trabalho específico em função da eficiência isentrópica do estágio:

$$W_x = \Delta h_0 = \Delta h_{0s} / \eta_{estágio} \quad (10)$$

Conhecido o valor de  $W_x$ , pode-se avaliar a velocidade necessária do rotor na saída

$$U_2 = \left[ (U_1 C_{\theta 1} + W_x) / \mu \right]^{0,5} \quad (11)$$

onde  $\mu$  é um coeficiente de trabalho, dependente do coeficiente de deslizamento  $\sigma$ , que será definido mais adiante. O diâmetro do rotor na saída será:

$$D_2 = 60U_2 / \pi N \quad (12)$$

e as componentes de velocidade tangencial e meridional escritas como:

$$C_{\theta 2} = \mu U_2 \quad (13)$$

$$C_{m2} = C_{\theta 2} / \lambda_2 \quad (14)$$

De posse das componentes de velocidade, encontra-se a área necessária na saída do rotor,  $A_2$ , e assim a altura da das pás na saída,  $b_2$ :

$$A_2 = m / \rho_2 C_{m2} \quad (15)$$

$$b_2 = A_2 / \pi D_2 \quad (16)$$

Finalmente, a fim de avaliar a pressão na saída do difusor são introduzidos a eficiência do rotor e o coeficiente de recuperação do difusor:

$$P_{02} / P_{00} = \left\{ \left[ (k-1) (W_x \eta_{rotor} / kRT_{00}) \right] + 1 \right\}^{k/(k-1)} \quad (17)$$

$$P_5 = P_2 + C_{pD} (P_{02} - P_2) \quad (18)$$

o que permite que a eficiência isentrópica seja determinada.

$$\eta_{estágio} = \frac{(P_5 / P_{00})^{k/(k-1)} - 1}{(T_{02} / T_{00}) - 1} \quad (19)$$

Caso a pressão  $P_5$  não atenda a condição de projeto ( $pr_{estágio} = P_5/P_{00}$ ) os cálculos são repetidos agora com base na nova eficiência  $\eta_{estágio}$ , até o atendimento completo da condição de projeto e, assim, encontrando-se a geometria final do rotor.

### 3. Modelamento de Parâmetros de Eficiência

#### 3.1. Escorregamento na saída do rotor

Sob condições reais de escoamento, o perfil de velocidade entre as pás na saída do rotor não é uniforme, conforme pode ser visto na Fig. 3. Desta forma, os níveis de velocidade entre camadas adjacentes de fluido que deixam o rotor através das superfícies de sucção e de pressão de uma determinada pá, possuem uma velocidade relativa, originando uma mudança na orientação do fluxo logo após a saída. Esta mudança de orientação é caracterizada através do coeficiente de escorregamento. Se o rotor pudesse ser imaginado como composto de um número infinito de pás com espessuras infinitesimais, o fluxo manteria o ângulo na saída do rotor  $\alpha_2$ . Este efeito sobre a eficiência do compressor pode ser avaliado através do coeficiente de trabalho (Japikse, 1997):

$$\mu = \sigma \lambda_2 / (\lambda_2 - \tan \beta_{2b}) \quad (20)$$

onde o coeficiente de escorregamento,  $\sigma$ , é dado por (Wiesner, 1967):

$$\sigma = 1 - \sqrt{\cos \beta_{2b}} / Z_R^{0,7} \quad (21)$$



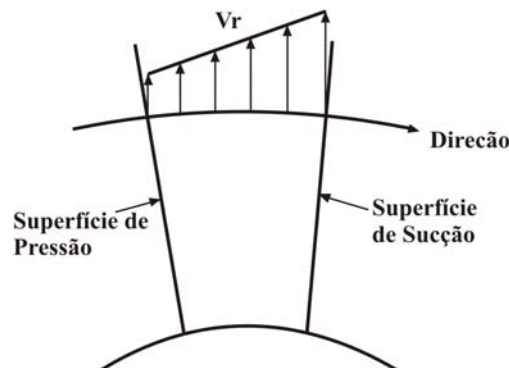


Figura 3. Triângulo de Velocidades em um rotor centrífugo.

Deve ser mencionado que a Eq. (21) só é válida para:

$$\bar{r} / r_2 < \exp(-8,16 \cos \beta_b / Z_R) \quad (22)$$

onde  $\bar{r}$  é o raio médio do rotor na entrada. Caso contrário, outras correlações são adotadas (Japikse, 1997) como, por exemplo:

$$\sigma = 1 - \frac{C_{\theta 2}}{U_2} \left( \frac{1}{\sigma'} - 1 \right) \quad (23)$$

onde

$$\sigma' = \frac{Z_R}{Z_R + 6,2(r_1 / r_2)^{2/3}} \quad (24)$$

### 3.2. Número de Reynolds

Outro efeito de suma importância é o regime de escoamento, definido pelo número de Reynolds. Segundo Cumpsty (2004), o projeto do rotor deve favorecer a presença do regime turbulento para evitar, ou minimizar, efeitos de separação do escoamento. Além disto, no escoamento turbulento a recuperação da pressão no difusor ocorre de maneira mais eficiente. Esse efeito é extensivamente discutido na literatura de turbomáquinas, valendo citar os trabalhos de Wiesner (1979) e Casey (1985), que apresentam variações da seguinte fórmula empírica para a determinação da eficiência  $\eta$  em função de uma eficiência de referência  $\eta_{ref}$ .

$$\frac{1 - \eta}{1 - \eta_{ref}} = a + (1 - a) \left( \frac{Re_{ref}}{Re} \right)^n \quad (25)$$

onde  $a$  representa uma parcela de perda independente de Reynolds e  $n$  é um expoente que depende de Reynolds.

### 3.3. Número de Pás

As pás possuem uma importância grande no desempenho do rotor. Normalmente, o número de pás,  $Z_R$ , é determinado através de expressões empíricas estabelecidas em função de parâmetros geométricos, tais como ângulos e diâmetros das pás.

Em rotores centrífugos, especificamente de turbomáquinas para aplicações industriais, há uma grande diversificação de geometrias. Em princípio, não se dispõe de um método teórico geral, baseado nas características do escoamento, para definir o valor apropriado do número de pás de qualquer geometria e formato. Pfeleiderer (1960) coloca que uma estimativa de  $Z_R$  para um rotor centrífugo pode ser obtida de:

$$Z_R = 6,5 \left( \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) \sin(\beta_m) \quad (26)$$

A fim de evitar vibrações, comumente adota-se um número ímpar de pás.

### 3.4. Difusor

A energia cinética na entrada do difusor pode ser maior do que 50% da energia cinética adicionada pelo rotor (Dixon, 1998). O coeficiente de recuperação de pressão,  $C_{pD}$ , foi caracterizado como sendo constante e igual a 0,65, uma vez que o equacionado do difusor não é o foco deste trabalho.

### 3.5. Outras parâmetros

Conforme Pfleiderer (1979), as principais perdas que ocorrem em turbomáquinas são devidas ao atrito viscoso no escoamento. Além disto, tem-se também as perdas devido ao atrito em mancais, vazamentos, etc. Neste trabalho, essas perdas foram caracterizadas por um fator de rendimento típico de rotores de compressores centrífugos,  $\eta_{rotor}$ , de 0,84.

Segundo Whitfield e Baines (1990) os dois parâmetros mais importantes na saída dos rotores são o número de Mach,  $M_2$ , e o ângulo do escoamento,  $\alpha_2$ , afetando o processo de desaceleração no difusor, perdas por atrito viscoso e, eventualmente, a formação de ondas de choque de pressão. Alguns autores descrevem que a faixa ideal de  $\alpha_2$  situa-se entre 60° a 70°. Nos casos avaliados neste trabalho buscou-se manter o valor de  $\alpha_2$  nesta faixa.

Ainda, de acordo com Whitfield e Baines (1990) o efeito na eficiência isentrópica do compressor devido à folga necessária entre a carcaça e o rotor pode ser dado por:

$$\Delta\eta_{cl} = 0,35 \frac{t_{cl}}{b} - 0,01 \quad (27)$$

onde  $t_{cl}$  é o valor da folga e  $b$  a altura da saída do rotor.

## 4. Resultados

A avaliação da viabilidade da compressão centrífuga para baixas capacidades de refrigeração foi realizada com base em resultados do coeficiente de performance, COP, bem como na rotação e dimensões geométricas necessárias. A análise considera um compromisso entre o desempenho do compressor e a viabilidade técnica de sua produção.

Dependendo da razão de pressão necessária no sistema de refrigeração, é possível que a compressão centrífuga tenha que ocorrer em mais de um estágio. A definição do número de estágios está ligada ao número de Mach na saída do rotor, o qual não deve ser muito elevado (Japikse, 1997). Uma vez que o rendimento cai com o número de estágios, a aplicação de refrigeração na condição HBP é a mais promissora, devido ao requerimento de uma razão de compressão menor. Para baixas capacidades de refrigeração, a aplicação do compressor centrífugo resulta normalmente na necessidade do uso de 2 estágios para a condição HBP ( $T_c = 7,2 \text{ °C}$  ;  $T_e = 54,4 \text{ °C}$ ) e de 3 estágios para a condição LBP ( $T_c = -23,3 \text{ °C}$  ;  $T_e = 54,4 \text{ °C}$ ).

Conforme mostra a Eq. (1), para garantir níveis adequados de rotação do compressor centrífugo, o fluido refrigerante ideal deveria resultar uma vazão volumétrica elevada na entrada do rotor. Este requerimento é exatamente oposto ao buscado em compressores de deslocamento positivo, onde fluidos de maior densidade apresentam o melhor desempenho. Além disto, para garantir rotações ou diâmetros do rotor não excessivamente elevados, o trabalho específico fornecido ao fluido,  $H$ , deve ser pequeno, implicando no uso de um fluido que resulte em um aumento pequeno de entalpia.

A Tab. 1 apresenta uma comparação entre propriedades termodinâmicas relativas ao isopentano (R601a), R134a e R11, e parâmetros de funcionamento de compressores centrífugos operando com uma rotação de 40.000 rpm para atender uma capacidade de 30.000 Btu/h. Verifica-se que o COP mais elevado é obtido com o emprego dos fluidos de menor densidade e que o R11, embora mais pesado que o isopentano, resulta no melhor desempenho pelo fato de produzir a menor variação de entalpia ao longo do rotor. Por outro lado, o R134a, comumente usado em compressores de deslocamento positivo, apresenta o pior desempenho devido à sua densidade muito elevada em relação aos demais fluidos.

Além de oferecer o maior COP, o uso do R11 permite construir um compressor com o menor diâmetro de rotor. Deve ser mencionado que, dependendo da aplicação, rotores maiores podem ser de interesse do ponto de vista de fabricação, uma vez que a confecção de peças muito pequenas acarreta dificuldades adicionais.

A Fig. 4. apresenta a variação do diâmetro do rotor em função da rotação do compressor, para dois fluidos com vazões volumétricas bem distintas: R134a e R601a. A análise do gráfico mostra que para rotações muito elevadas ( $N > 70.000 \text{ rpm}$ ), o diâmetro do rotor tende a valores muito baixos, dificultando sua fabricação. De fato, ao se diminuir o diâmetro do rotor, as tolerâncias de fabricação tornam-se muito restritas devido à necessidade de reduzir as folgas entre o rotor e a carcaça. Por outro lado, em rotações baixas como, por exemplo, aquelas associadas a compressores destinados a sistemas de condicionamento de ar residencial (60 Hz), traz a necessidade do uso de rotores com dimensões demasiadamente elevadas.

Tabela 1. Parâmetros de compressores centrífugos operando com Isopentano, R11 e R134a; Condição HBP ( $T_e = 7,2\text{ }^\circ\text{C}$  ;  $T_c = 54,4\text{ }^\circ\text{C}$ ).

Fluido	$\Delta h$ [kJ/kg]	$\rho_e$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$C_{pe}$ [kJ/kg]	$\underline{Q}$ [m <sup>3</sup> /s]	COP	$D_2$ [cm]
Isopentano	315,4	1,34	1,719	0,0208	3,63	11,8
R134a	162,8	16,2	0,917	0,0033	3,14	9,1
R11	168,4	2,98	0,585	0,0175	3,73	8,7

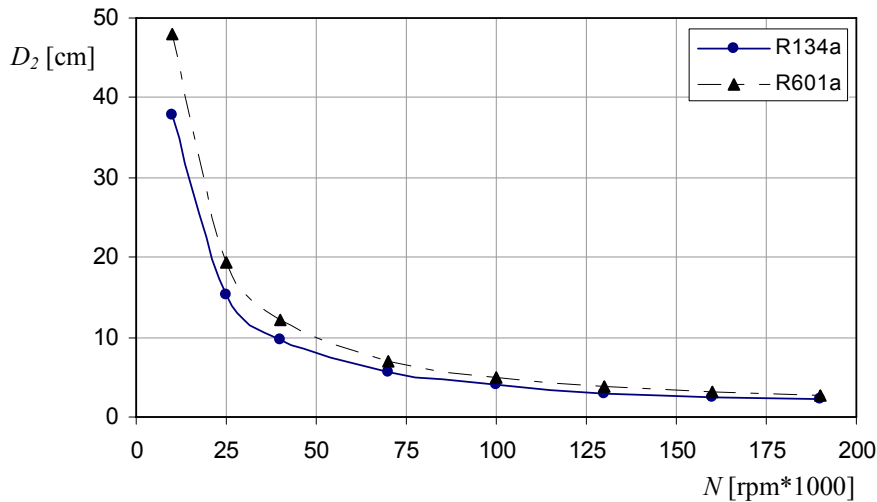


Figura 4. Variação do Diâmetro com a Rotação

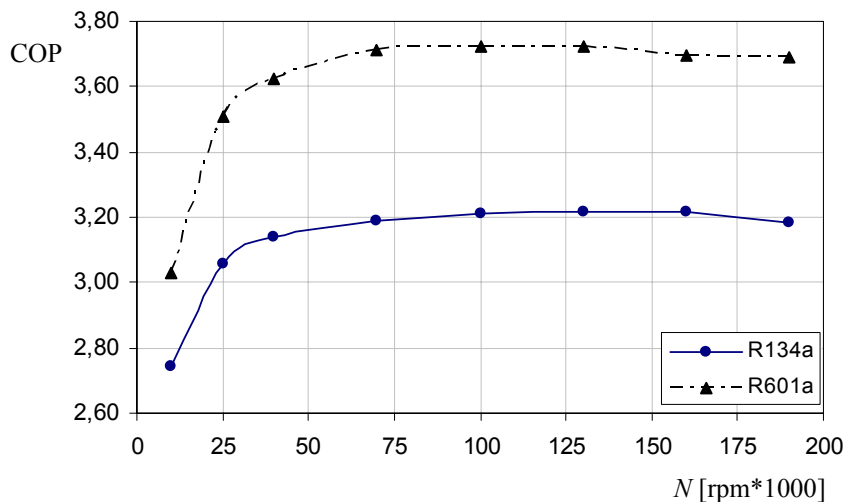


Figura 5. Variação do COP com a Rotação

Ao analisar a Fig. 5, verifica-se que o desempenho termodinâmico do isopentano é superior àquele obtido com o R134a. Além disto, é interessante observar que existe uma faixa de melhor rendimento para cada fluido em estudo. Para o R134a, os melhores resultados são obtidos a partir 100.000 rpm, enquanto que para o isopentano a faixa ideal inicia na condição de 75.000 rpm. Em ambas as situações o desempenho se mantém mais ou menos constante, após atingir a condição de desempenho máximo, e depois decai.

Uma análise conjunta das Figs. 4 e 5 permite definir a rotação necessária e o respectivo desempenho para um determinado diâmetro de projeto como, por exemplo, 10cm. Assim, o uso desse diâmetro com o isopentano implica em uma rotação de 50.000 rpm, e COP de 3,65, enquanto que para o R134a a rotação fica em 40.000 rpm, com um COP de 3,15. Caso a limitação de projeto seja uma rotação de, por exemplo, 25.000 rpm, obtém-se um COP de 3,5 com um diâmetro de 19cm para o isopentano e COP = 3,05 e  $D_2 = 14,5\text{cm}$  para o R134a. Tais análises são importantes pois demonstram o melhor fluido depende, além do desempenho, da restrição de projeto.

Considerando os resultados nas Figs. 4 e 5, pode-se perceber a existência de uma faixa razoável de opções de rotores, considerando desempenho e dimensão geométrica, em uma faixa de rotação entre 25.000 e 60.000 rpm. O

emprego de compressores centrífugos permite a construção de um dispositivo compacto quando comparado com compressores de deslocamento positivo. Por exemplo, um compressor centrífugo HBP de 30 kW pode ser construído com cerca de 20% do tamanho de um compressor alternativo.

As Figs. 7 e 8 apresentam os resultados da análise do compressor centrífugo usando R601a, nas capacidades 7.500, 18.000 e 30.000 Btu/h. Pode ser notado que nesta faixa de aplicação, há uma equivalência nos resultados de diâmetro do rotor. Para o desempenho do compressor (COP) observa-se também uma similaridade nos resultados, embora haja uma redução mais acentuada na eficiência na condição de maior capacidade em rotações elevadas. A conclusão anterior sobre a existência de uma faixa de aplicação entre 25.000 e 60.000 rpm é também aplicável aqui.

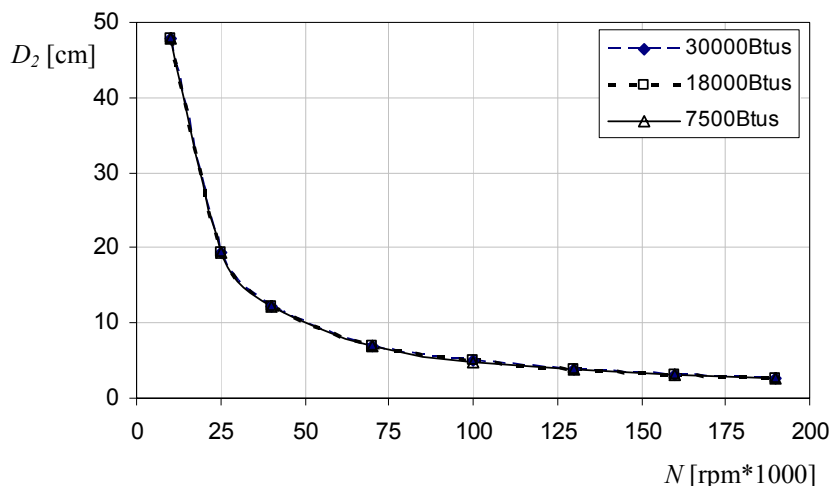


Figura 6. Variação do Diâmetro com a Rotação

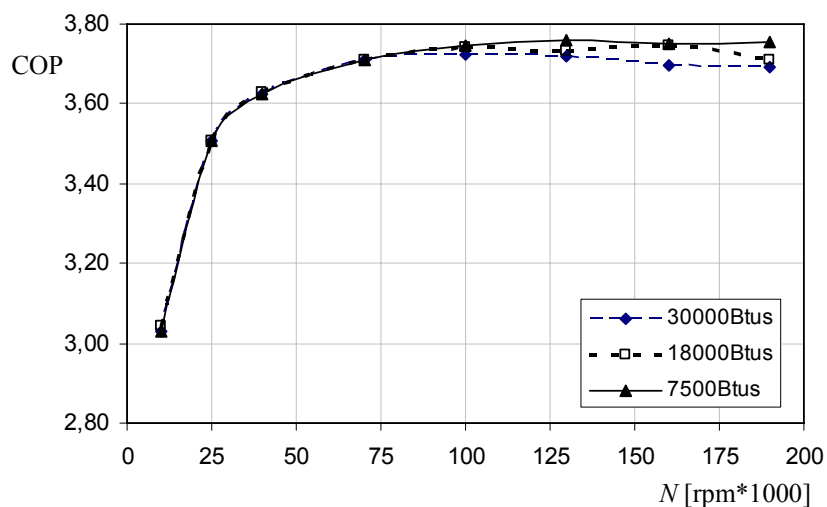


Figura 7. Variação do COP com a Rotação

As Tabs. 2 e 3 foram preparadas a fim de comparar resultados do desempenho do compressor centrífugo em 50.000 rpm, obtidos na presente análise, com dados de desempenho de outros compressores, fornecidos pelos fabricantes. Nestas comparações buscou-se usar o mesmo fluido refrigerante. No entanto, dado o requerimento particular para as propriedades do fluido no compressor centrífugo, incluiu-se também o R11 para uma melhor avaliação do seu desempenho.

Tabela 2. Comparativo de Mecanismos 7.500 Btu/h

Mecanismo	COP
Centrífugo R134a	3,18
Alternativo R134a	2,43
Rotativo R134a	2,99
Centrífugo R11	3,66

Tabela 3. Comparativo de Mecanismos 30.000 Btu/h

Mecanismo	COP
Centrífugo R22	1,52
Scroll R22	3,22
Centrífugo R11	3,66

Deve ser lembrado que existem incertezas nos cálculos realizados, uma vez que valores da eficiência do rotor,  $\eta_{rotors}$ , e do coeficiente de recuperação de pressão,  $C_{pd}$ , tiveram de ser arbitrados nesta etapa da investigação. No entanto, pode ser observado das tabelas que a diferença entre os desempenhos é significativa e, assim, o uso do compressor centrífugo em baixas capacidades não pode ser descartado. Para uma análise mais precisa, necessita-se de uma investigação mais detalhada, empregando modelos que resolvam o escoamento no rotor e no difusor e com testes em protótipos para a validação e complementação dos resultados numéricos.

## 5. Conclusões

A análise realizada revela a possibilidade de aplicação do compressor centrífugo em baixa capacidade de refrigeração. No entanto, necessita-se de uma complementação do estudo, uma vez que alguns parâmetros de eficiência tiveram que ser arbitrados a partir de informações da literatura.

A grande vantagem do compressor centrífugo está na possibilidade de diminuição do tamanho das máquinas existentes. Além disto, essa tecnologia de compressão se mostra vantajosa também em outros aspectos, tais como desempenho elevado, quase ausência de pulsações no fluxo de refrigerante, controle adequado da capacidade de refrigeração e possibilidade do uso mancais sem óleo.

Tradicionalmente as vantagens do compressor centrífugo são mais pronunciadas em rotores de maiores capacidades de refrigeração, pois a combinação de alta rotação e pequenas dimensões em pequenas capacidades ocasiona dificuldades de projeto e de fabricação. No entanto, novas tecnologias de fabricação e a possibilidade de se trabalhar em rotações mais elevadas, devido a avanços em motores elétricos e mancais magnéticos, podem eventualmente viabilizar o uso do compressor centrífugo em baixas capacidades de refrigeração.

## 6. Referências

- Casey, M. V., 1985, "The Effects of Reynolds Number on the Efficiency of Centrifugal Compressor Stages", ASME, Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 109, 541-544.
- Cumpsty, N. A., 2004, "Compressor Aerodynamics", Ed. Krieger Publishing Company, USA.
- Dixon, S. L., 1998, "Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery", Ed. Elsevier, 5<sup>th</sup> Edition, USA.
- Japikse, D. and Baines, N. C., 1997, "Introduction to Turbomachinery", Ed. Concepts ETI, USA.
- Japikse, D., 1996, "Centrifugal Compressor Desing and Performance", Ed. Concepts ETI, USA.
- Stoecker, W. F. and Jones, J. W., 1985, "Refrigeration and Air Conditioning", Ed. McGraw-Hill, New York, USA.
- Whitfield, A. B., 1990, "Desing of Radial Turbomachines", Harlow, UK, Longman.

## **PERFORMANCE ANALYSIS OF CENTRIFUGAL COMPRESSORS APPLIED TO LOW REFRIGERATING CAPACITIES**

Rovanir Baungartner  
Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
88.040-900, Florianopolis, SC  
baungartner@polo.ufsc.br

Cesar J. Deschamps  
Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
88.040-900, Florianopolis, SC  
deschamps@polo.ufsc.br

Ricardo A. Maciel  
EMBRACO S.A.  
Joinville, SC, Brasil  
rmaciel@embraco.com.br

### **Abstract**

Centrifugal compressors are usually associated to high refrigerating capacity applications. However, recent developments of high velocity electric motors and oil free bearings may extend its use to capacities much lower than currently available. A number of aspects associated to centrifugal compressors, such as compact size, control flexibility and low levels of vibration and noise, can be used to justify their superior merits relative to positive displacement compressors. The present paper presents a thermodynamic analysis of the centrifugal compressor applied to low refrigerating capacities, including the effect of different refrigerants. Results for rotor diameter, rotation speed and coefficient of performance (COP) are provided and compared with available data for three types of positive displacement compressors.

Keywords: centrifugal compressor, turbo-compressor, refrigerating capacity, refrigerants.

## ANÁLISE DE UM SISTEMA AUXILIAR PARA A ABERTURA DE VÁLVULAS AUTOMÁTICAS

**Evandro L.L. Pereira**

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
evandro@polo.ufsc.br

**César J. Deschamps**

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
deschamps@polo.ufsc.br

**Dietmar E.B. Lilie**

Empresa Brasileira de Compressores S.A.  
Dietmar\_Lilie@embraco.com.br

**João E. Schreiner**

Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
jernesto@polo.ufsc.br

### Resumo.

Válvulas automáticas são comumente empregadas em compressores adotados em refrigeração doméstica. Nesses compressores, o sistema de lubrificação pode ocasionar a presença de um filme de óleo sobre o assento da válvula, originando uma força de colamento que atrasa a sua abertura e prejudica assim o seu desempenho. Neste trabalho, apresenta-se inicialmente uma discussão sobre a origem física dos diversos termos que compõem a força de colamento e as suas contribuições relativas. A partir dessas informações, um modelo computacional é desenvolvido a fim de testar a viabilidade de um sistema auxiliar para a abertura da válvula que minimize o efeito da força de colamento. Resultados do movimento de abertura da válvula são apresentados para ilustrar as ações da força de colamento e do sistema auxiliar.

Palavras chave: válvulas automáticas, força de colamento, compressores alternativos.

### 1. Introdução

Via de regra, compressores de refrigeração utilizam válvulas automáticas do tipo palheta devido principalmente à simplicidade e ao baixo custo associados. A abertura e o fechamento dessas válvulas dependem da diferença de pressões entre o cilindro de compressão e as câmaras de sucção e/ou descarga. Uma vez aberta, a dinâmica da válvula é função do campo de pressões originado pelo escoamento sobre a palheta.

A presença de um filme de óleo entre o assento e a palheta causa uma aderência entre as duas superfícies, conforme ilustrada na Fig. 1, fazendo com que a válvula atrase sua abertura. Este fenômeno é conhecido como colamento da válvula e vem sendo estudado analítica e experimentalmente por diversos autores (MacLaren e Kerr., 1969, Giacomelli e Giorgetti, 1974, Brown *et al.*, 1975, Pringle, 1976, Bauer, 1990, Prasad e Panayil, 1996, e Khalifa e Liu, 1998).

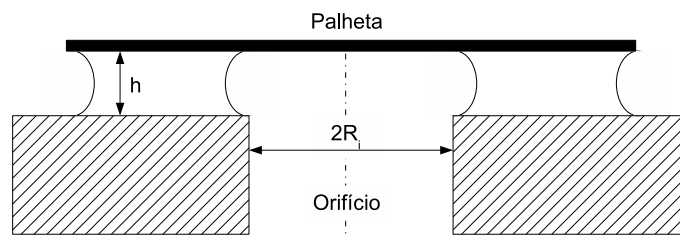


Figura 1. Filme de óleo entre a palheta e o assento da válvula.

Através de um modelo analítico para a análise da dinâmica de válvulas tipo palheta na presença de óleo, Khalifa e Liu (1998) indicaram que o principal aspecto que contribui para o colamento é a força viscosa oriunda da dilatação do filme de óleo presente entre a válvula e o assento. Partindo da equação de Navier-Stokes simplificada a escoamentos

incompressíveis e para baixos números de Reynolds, os autores chegaram a uma expressão para a força de colamento resultante  $F_R$  em função da viscosidade do óleo,  $\mu$ , da espessura do filme,  $h$ , da velocidade da palheta,  $dh/dt$ , do raio do orifício,  $R_i$ , da razão entre os diâmetros da palheta e do orifício,  $X$ , da diferença entre os valores de pressão no cilindro e câmara de descarga/sucção,  $\Delta P$ , da tensão superficial do óleo,  $\sigma$ , e do ângulo de contato do menisco,  $\beta$ , formado na interface entre o óleo e o gás:

$$F_R = F_g + F_t + F_d \quad (1)$$

Segundo Khalifa e Liu (1998), a força devido à tensão superficial do óleo é desprezível para  $h \ll 1 \mu\text{m}$ . Na equação acima, as parcelas  $F_g$ ,  $F_t$  e  $F_d$ , são dadas por:

$$F_g = \pi R_i^2 \Delta P (X^2 - 1) / (2 \ln X) \quad (2)$$

$$F_t = -\pi R_i^2 (X^2 - 1) 2 \sigma \cos \beta / h \quad (3)$$

$$F_d = \frac{3\pi\mu}{2h^3} \frac{dh}{dt} R_i^4 \left( 1 - X^4 + \frac{1 - 2X^2 + X^4}{\ln X} \right) \quad (4)$$

Deve ser mencionado que a Eq. (1) não leva em conta uma eventual cavitação do filme de óleo, um fenômeno que acelera a ruptura do filme. Este aspecto é importante, pois na prática, fluido refrigerante se encontra dissolvido no óleo do compressor. Uma grande dificuldade para a previsão correta da força de colamento através do modelo de Khalifa e Liu (1998) é a necessidade de se ter o valor da espessura inicial do filme de óleo entre a palheta e o assento. Esta informação, geralmente não disponível, é fundamental uma vez que a força viscosa é inversamente proporcional ao cubo da espessura do filme. A Fig. 2 e a Fig. 3 apresentam resultados de força resultante sobre a palheta para diferentes espessuras iniciais de filme e a magnitude de cada termo envolvido, respectivamente, calculados a partir do modelo analítico proposto por Khalifa e Liu (1998). Para o sistema de descarga aqui analisado cada Newton na força de colamento resultou atrasos em torno de um grau do ângulo de manivela na abertura da válvula.

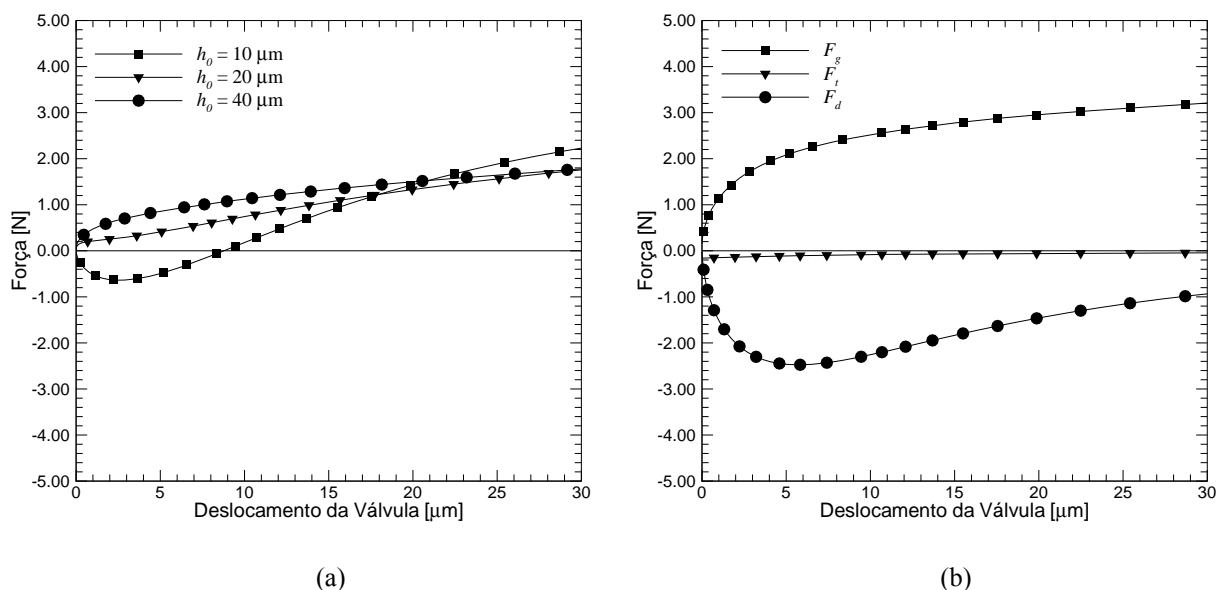


Figura 2. Força de colamento atuando sobre a palheta: (a) Efeito da espessura inicial do filme de óleo sobre a força resultante  $F_R$ ; (b) Importância relativa dos termos para espessura inicial do filme  $h_0 = 10 \mu\text{m}$ .

Além da força de colamento, a inércia e a rigidez da palheta também afetam a dinâmica da válvula no momento de abertura, bem como ao longo de todo o seu movimento até o fechamento. Assim, palhetas com pouca massa são desejadas, contudo, questões de confiabilidade limitam os valores mínimos de largura e espessura da palheta, a fim de suportar impactos contra o assento e a diferença de pressão entre o cilindro e as câmaras de sucção/descarga. Por sua vez, a rigidez deve ser balanceada, pois palhetas muito rígidas elevam as perdas em válvulas, enquanto valores baixos de rigidez podem ocasionar refluxo de gás pelas válvulas devido ao atraso no fechamento da válvula.



## 2. Sistema auxiliar para abertura de válvulas automáticas

Algumas idéias para reduzir ou contrapor o efeito do colamento têm sido propostas e algumas delas apresentadas na forma de patentes. Por exemplo, Ishijima *et al.* (1986) descreve uma placa de válvulas com rebaixo no assento de descarga para reduzir a área de contato; uma linha de ação seguida também por Sabha (1997) e Fraser *et al.* (2000). Uma dificuldade na utilização de rebaiços nos assentos é a possibilidade de vazamento pelas válvulas, uma vez que é necessária uma área mínima de contato para vedação.

Fritchman (1987) propõe a utilização de palhetas pré-tensionadas para auxiliar a abertura da válvula, enquanto que Todescat *et al.* (1992) utiliza uma espécie de impulsor para gerar uma força que se contraponha à força de colamento. Uma análise dessas alternativas mostra que a mesma força criada pelos dispositivos para atuar na abertura da válvula acaba estando presente também no seu fechamento, podendo atrasar o fechamento da válvula e, desta forma, causar o refluxo de fluido refrigerante e, como conseqüência, uma redução da eficiência do compressor.

Buscando eliminar o efeito danoso dos impulsores no fechamento das válvulas e ainda assim prover uma força auxiliar para a abertura da válvula, Lilie (1997) propõe um sistema de descarga para compressores herméticos alternativos que minimiza os efeitos das forças de inércia e colamento, utilizando para isso a energia disponível no próprio compressor.

No dispositivo descrito por Lilie (1997), a câmara que contém a válvula de descarga, identificada por (22) na Fig. 4, é conectada por um tubo (81) a uma das câmaras de ressonância do filtro de descarga (80), empregadas para reduzir o ruído gerado pelo escoamento e pelas válvulas. O objetivo é aproveitar a diferença de pressões entre os dois volumes para recolher um dispositivo auxiliar impulsor pré-tensionado (60) antes do ponto de fechamento da válvula de descarga, evitando o refluxo de refrigerante. Para tanto, é importante que a pressão na câmara de descarga (22) seja maior que a pressão na câmara de ressonância (80) durante o movimento da válvula de descarga, a fim de fornecer um diferencial de pressão suficiente que, quando aplicado sobre a área do dispositivo (60), seja capaz de originar uma força suficiente para contrapor a força de pré-tensão, recolhendo o impulsor.

O objetivo do presente trabalho é avaliar a viabilidade da proposta de Lilie (1997), sem haver, no entanto, uma análise técnica para a sua implementação no compressor. Para alcançar este objetivo, emprega-se um modelo computacional capaz de simular a dinâmica de válvulas de um compressor alternativo, incluindo a movimentação do pistão e o escoamento através do filtro de descarga. Inicialmente são avaliados os valores de pressão nas câmaras de descarga (22) e de ressonância (80), permitindo uma investigação preliminar da dinâmica do impulsor. Em seguida é então analisado o potencial de aumento de eficiência do compressor para impulsores ideais, adotando-se diferentes forças de pré-tensão, sem resolver, no entanto, a dinâmica dos mesmos. De posse destes dados, as características geométricas do impulsor são estabelecidas e o dispositivo avaliado através de simulações numéricas.

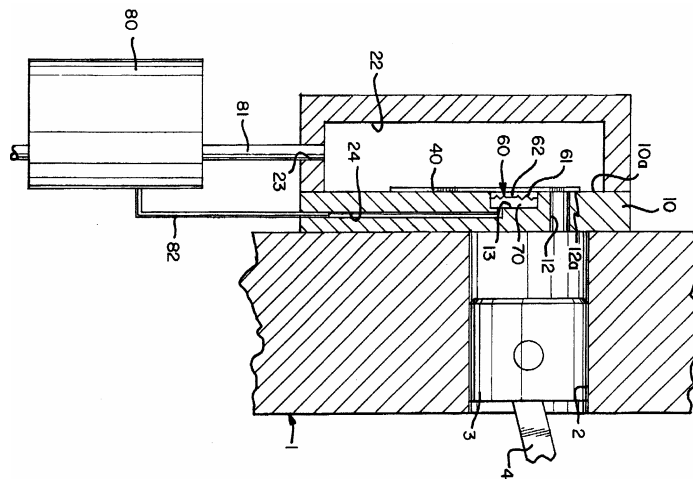


Figura 4. Representação do dispositivo proposto por Lilie (1997).

## 3. Modelo matemático e metodologia de solução

A solução do escoamento turbulento compressível considerado aqui exige a inclusão das equações de conservação da massa, quantidade de movimento, energia, bem como de uma equação de estado para o fluido refrigerante. Para a avaliação do transporte turbulento adotou-se o modelo RNG k- $\epsilon$ , capaz de prever escoamentos que incluem regiões de estagnação e recirculação, curvaturas e gradientes adversos de pressão, já validado experimentalmente em outros trabalhos na previsão de escoamentos similares (Salina-Casnova *et al.*, 1999; Deschamps *et al.*, 2002).

A dinâmica de válvulas do tipo palheta pode ser resolvida através da analogia com um sistema massa-mola-amortecimento (Fig. 5), como descrito por Lopes e Prata (1997). Assim,

$$m_{eq}\ddot{\delta} + C\dot{\delta} + K\delta = F_p + F_o \quad (5)$$

onde  $m_{eq}$  é a massa equivalente da palheta,  $C$  é o coeficiente de amortecimento,  $K$  a sua constante de elasticidade,  $F_p$  é a força devido ao campo de pressões sobre a palheta, e  $F_o$  outras forças, tais como pré-tensão e/ou colamento. As quantidades  $\delta$ ,  $\dot{\delta}$  e  $\ddot{\delta}$  são, respectivamente, o afastamento, a velocidade e a aceleração da palheta em relação ao assento. No presente trabalho considera-se apenas o movimento paralelo da válvula em relação ao assento e a força de colamento é admitida constante.

Geralmente os dispositivos impulsionadores empregados em sistemas de descarga de compressores alternativos nada mais são do que pequenas palhetas engastadas deslocadas inicialmente da sua posição de afastamento zero, originando uma força de pré-tensão. Desta forma a Eq. (5) também pode ser utilizada para a modelação da sua dinâmica, com a força de pressão  $F_p$  calculada através das pressões médias nos volumes da tampa e da câmara de ressonância. Além disso, como a massa do impulsionador é muito menor que a massa da palheta, considera-se que o seu deslocamento é sempre limitado pela posição da válvula e que a sua influência no sistema ocorre apenas na forma da força  $F_o$ , calculada com base na rigidez e no deslocamento do impulsionador.

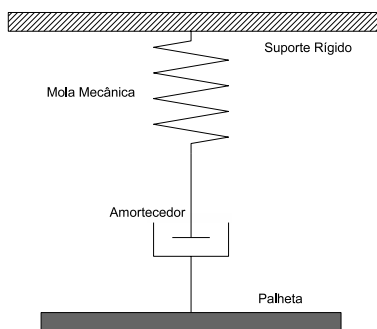


Figura 5. Sistema massa-mola-amortecimento utilizado para modelar a válvula de descarga.

Admitindo a válvula como um disco centrado ao orifício de descarga e ao eixo de centro do cilindro de compressão, pode-se adotar uma formulação axissimétrica e reduzir o custo computacional da simulação. A mesma formulação pode ser aplicada na modelação do filtro de descarga, considerando-o com uma série de tubos e câmaras de expansão (Deschamps *et al.*, 2002). A Fig. 6 apresenta esquematicamente o domínio de solução, incluindo a câmara de compressão e os dois volumes, V1 e V2, considerados para a análise da proposta de Lilie (1997). Devido à adoção de uma formulação axissimétrica, o escoamento no tubo (82) que conecta os dois volumes, indicado na Fig. 4, não foi incluído no modelo, admitindo-se que a pressão atuando no lado inferior do impulsionador (60) é igual à pressão no volume V2, sem haver, portanto uma diferença de fase entre os valores.

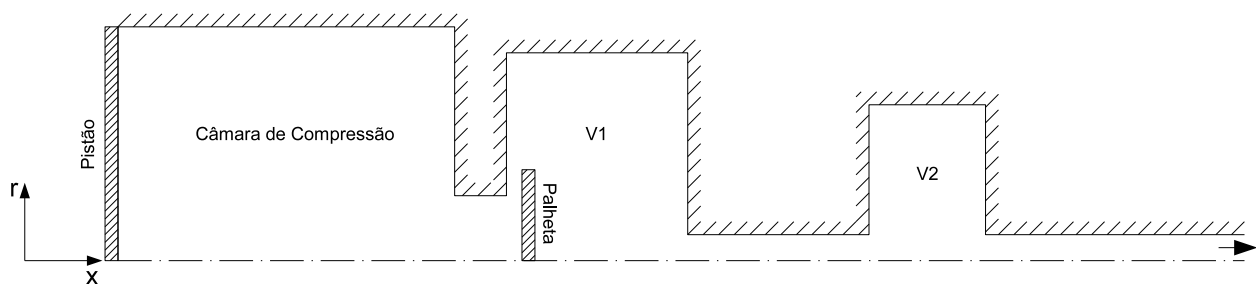


Figura 6. Representação esquemática do domínio computacional de solução.

A compressão do gás dentro do cilindro é realizada pelo movimento alternativo do pistão, fornecido por um sistema do tipo biela-manivela. Para as fronteiras sólidas do domínio adotam-se as condições de paredes adiabáticas, de não escorregamento e impermeabilidade. A condição axissimétrica estabelece que a velocidade normal e os gradientes normais de todas as variáveis são nulos no eixo de simetria. Na saída do filtro de descarga, ponto mais à direita do domínio representado na Fig. 6, admite-se que a pressão é constante e igual à pressão de condensação do fluido refrigerante na condição de operação do compressor. No caso de haver retorno de fluido, a turbulência é caracterizada através de uma intensidade turbulenta de aproximadamente 3% e uma escala de comprimento avaliada com base no diâmetro do tubo.

O processo de admissão de fluido refrigerante para o interior do cilindro foi modelado de maneira que durante o processo de expansão a pressão no cilindro permanecesse igual ou muito próxima à pressão de evaporação, com a

mesma temperatura do gás na câmara de sucção, cujo valor foi obtido experimentalmente. Isso permite a simulação de um número de ciclos suficiente para que a solução alcance um regime de transiente periódico, retirando também o efeito do sistema de sucção sobre os resultados de performance do sistema, já que ao início de todo processo de compressão a pressão e a temperatura do gás no cilindro são mantidas nos mesmos valores.

A solução numérica do escoamento foi realizada com o emprego do código Fluent (2005), seguindo o método dos volumes finitos. O domínio computacional é dividido em pequenos volumes de controle, nos quais as equações governantes são integradas usando o teorema de Gauss. As equações algébricas resultantes dessa integração para cada uma das variáveis do escoamento são resolvidas de forma segregada e totalmente implícita. O algoritmo SIMPLEC foi adotado para a solução do acoplamento pressão-velocidade, enquanto que um método de interpolação de segunda ordem foi adotado para avaliar as propriedades nas faces dos volumes de controle, necessárias para a integração das equações. Apesar da não linearidade das equações, não foi necessária a adoção de fatores de subrelaxação excessivos no procedimento iterativo. Para as equações das componentes de velocidade e da pressão adotou-se um fator de 0,7, para as quantidades turbulentas foi suficiente um valor de 0,8, enquanto que para as demais quantidades não houve necessidade de subrelaxação alguma. O critério de convergência adotado foi de  $10^{-3}$  para todas as variáveis, exceto para a equação de energia, cujo valor foi estabelecido em  $10^{-6}$ .

#### 4. Resultados e discussões

Para as análises aqui realizadas, adotou-se um compressor operando com fluido refrigerante R134a na condição de sistema, cujas temperaturas de evaporação e condensação são  $-27^{\circ}\text{C}$  e  $42^{\circ}\text{C}$ , respectivamente.

Inicialmente, resultados numéricos de pressão no volume da câmara de descarga foram comparados com dados experimentais fornecidos pela Empresa Brasileira de Compressores S.A. Tal comparação, mostrada na Fig. 7, revela uma boa concordância entre os resultados, validando assim o modelo numérico.

O passo seguinte da análise foi verificar os níveis de pressão nos volumes V1 e V2 durante o processo de descarga. A Fig. 8 demonstra a presença de um diferencial elevado de pressão entre os volumes, principalmente no intervalo de abertura da válvula de descarga que ocorre, aproximadamente, entre as posições angulares da manivela de 150 a 180 graus. Além disso, percebe-se também a pouca variação da pressão no volume V2, o que é benéfico, já que dispensa maiores cuidados com o dimensionamento do tubo de ligação (82) entre as câmaras.

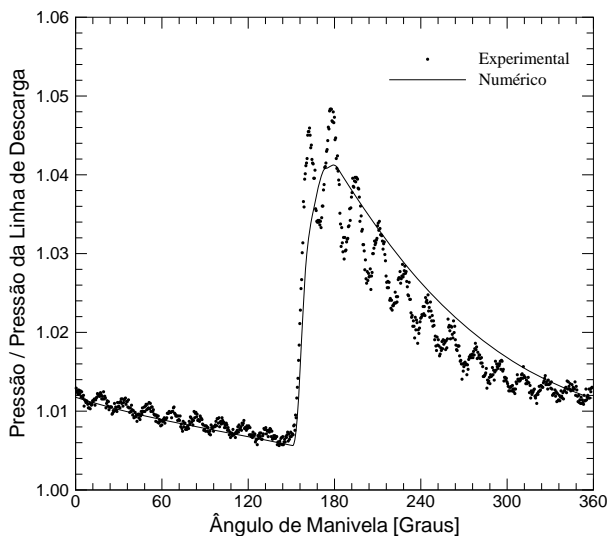


Figura 7. Comparação numérico-experimental da pressão no volume V1.

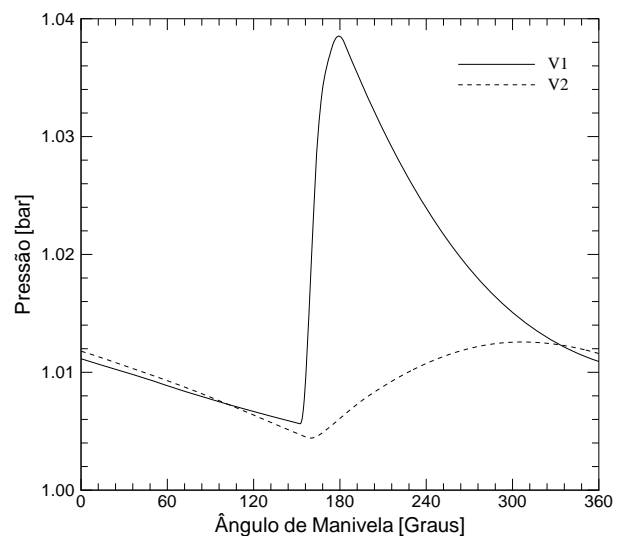


Figura 8. Pulsações de pressão nos volumes V1 e V2.

A fim de avaliar o valor da pré-tensão necessário no impulsor para uma diminuição significativa na potência de descarga, foram analisados três valores atuando sobre a válvula: 1,0; 2,0 e 3,0 N. Devido ao propósito específico das simulações, a dinâmica do impulsor não foi resolvida. Além disso, admitiu-se que a força proporcionada pelo impulsor atua apenas na abertura da válvula, até um afastamento de 0,2 mm, com um decaimento linear neste intervalo.

Os resultados indicaram uma redução significativa da potência de descarga, representando um aumento do coeficiente de performance termodinâmico deste compressor de aproximadamente 1,5%, conforme pode ser observado na Tab. 1. Verificou-se que cada 1 N de aumento no valor da pré-tensão resulta em uma antecipação do ponto de abertura da válvula de 1 grau. Observa-se também na Tab. 1 que para valores de pré-tensão acima de 2,0 N não ocorrem variações significativas na potência consumida pelo processo de descarga.

De posse dos resultados para o movimento da válvula e pressões nos volumes V1 e V2, a dinâmica do impulsor pode ser avaliada também através da Eq. (1) para diferentes configurações, representadas por combinações de valores de rigidez,  $K$ , frequência natural,  $f_n$ , área superficial,  $A_s$ , e deslocamento inicial de pré-tensão,  $s_o$ . Na Tab. 2 estão indicadas três configurações que apresentaram um comportamento adequado, ou seja, recolhimento total do impulsor antes do fechamento da válvula. Deve ser observado que o produto entre a o deslocamento inicial e a rigidez fornece a força de pré-tensão atuando sobre a válvula antes de sua abertura. Os resultados de EERpV para as três configurações supracitadas são mostrados na Tab. 3, verificando-se claramente um ganho significativo de eficiência para o compressor com a instalação do impulsor junto à válvula.

Tabela 1 – Resultados para impulsor ideal.

Pré-Tensão [N]	EERpV [Btu/Wh]	Variação [%]
0,0	7,85	-
1,0	7,90	0,6
2,0	7,97	1,5
3,0	7,96	1,5

Tabela 2 – Configurações de impulsor simuladas.

Configuração	$K$ [N/m]	$f_n$ [Hz]	$A_s$ [mm <sup>2</sup> ]	$s_o$ [mm]
1	5000	5000	30	0,2
2	7000	7000	70	0,3
3	10000	5000	60	0,2

Tabela 3 – Resultados para as configurações simuladas.

Configuração	EERpV [Btu/Wh]	Variação [%]
Referência	7,85	-
1	7,91	0,7
2	7,98	1,6
3	7,97	1,6

Para uma compreensão maior do funcionamento do impulsor, a Fig. 9 apresenta uma descrição do seu movimento juntamente com o da válvula. A mudança de inclinação na curva de abertura da válvula representa o ponto de encontro da válvula com um dispositivo secundário, utilizado em alguns compressores para aumentar a rigidez do conjunto e evitar atrasos do fechamento de válvulas. Nota-se do gráfico que o impulsor permanece em contato com a válvula até uma posição ligeiramente superior à sua posição de equilíbrio, na qual a força elástica é nula. Posteriormente, a pressão na câmara de descarga, volume V1, torna-se suficientemente elevada para iniciar o recolhimento do impulsor.

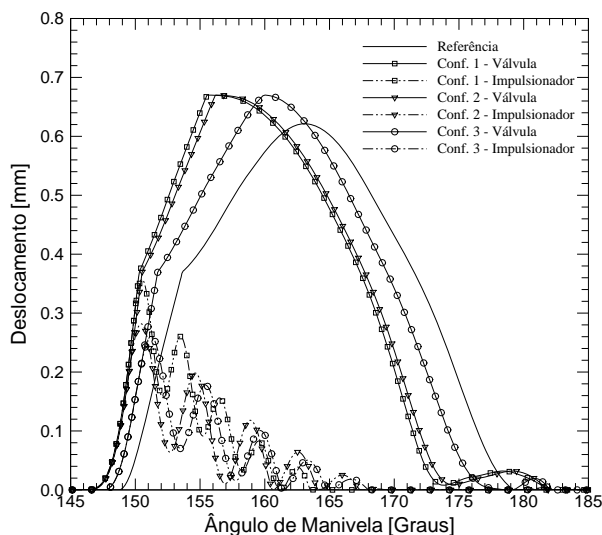


Figura 9. Movimento da válvula e do impulsor.

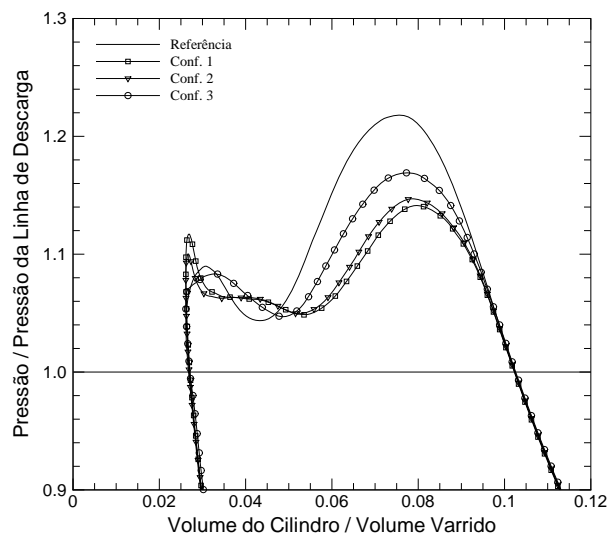


Figura 10. Diagramas pV.

Finalmente, a Fig. 10 apresenta o diagrama p-V do compressor, referente ao processo de descarga. A condição ideal do processo de descarga corresponde a uma potência gasta nula e seria alcançada se a pressão no cilindro não

ultrapassasse a pressão na linha de descarga, cujo valor está indicado no gráfico pela linha horizontal. Percebe-se dos resultados que o uso do impulsor produziu uma redução significativa da potência de descarga, aumentando por esta razão a eficiência termodinâmica do compressor.

As alterações na abertura da válvula devido à presença do impulsor resultaram também em mudanças no seu fechamento, causando uma restrição maior ao escoamento no final do processo de descarga, como pode ser observado pelo aumento da pressão do cilindro na Fig.10. Existe portanto a possibilidade de se aumentar ainda mais a eficiência do compressor através da otimização dos valores de rigidez e frequência natural da válvula de descarga, de tal forma que o fechamento da válvula ocorresse mais próximo do ponto morto superior.

## **5. Conclusões**

O presente trabalho analisou numericamente a patente proposta por Lilie (1997), que propõe um dispositivo auxiliar para a abertura da válvula de descarga de compressores alternativos. Para tal a metodologia dos volumes finitos foi empregada para a solução do escoamento de gás através da válvula, incluindo no modelo numérico o filtro de descarga e a câmara de compressão. Os resultados mostraram que do ponto de vista termodinâmico é possível utilizar a energia disponível no próprio compressor para recolher o dispositivo impulsor.

## **6. Referências**

- Bauer, F. 1990, "The Influence of Liquid on Compressor Valve", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, Vol. 2, pp. 647-653.
- Brown, J., Lough, A., Pringle, S. and Karll, B., 1975, "Oil Stiction in Automatic Compressor Valves", IIR Congress, Moscow.
- Deschamps, C. J., Possamai, F. C., Pereira, E. L. L., 2002, "Numerical Simulation of Pulsating Flow in Suction Mufflers", Sixteenth International Compressor Engineering Conference at Purdue, C11-4.
- Deschamps, C.J., Possamai, F.C., Pereira, E.L.L., 2002, "Numerical Simulation of Pulsating Flow in Suction Mufflers", Proc. 16th International Compressor Engineering Conference at Purdue, Paper C11-4.
- Fraser, B. A., Dormer, M. J., 2000, "Suction Valve with Release Timing Chamber", United States Patent, Patent Number 6102680.
- Fritchman, J. F., 1987, "Reed Valve for Refrigeration Compressor", United States Patent, Patent Number 4642037.
- Giacomelli, E. and Giorgetti, M., 1974, "Investigation on Oil Stiction in Ring Valves", Proc. Purdue Compressor Technology Conference.
- Ishijima, K., Sano, F., Wada, F., Asami, K., 1986, "Refrigerant Compressor Discharge Valve", United States Patent, Patent Number 4628963.
- Khalifa, H. E. and Liu, X., 1998, "Analysis of Stiction Effect on the Dynamic Compressor Suction Valve", Proceedings of International Compressor Engineering Conference at Purdue, CD-ROM.
- Lilie, D. E. B., 1997, "Discharge Fluid Actuated Assist for Opening an Outlet Reed Valve of a Hermetic Compressor System", United States Patent, Patent Number 5678983.
- Lopes, M. N. and Prata, A. T., 1997, "Dynamic Behavior of Plate Type Valves in Periodic Flows", COB 1138, Proc. XIV Brazilian Congress of Mechanical Engineering (CD-ROM), Bauru.
- MacLaren, J. F. T. and Kerr, S. V., 1969, "Automatic Reed Valves in Hermetic Compressors", IIR Commission III, Prague.
- Prasad, B. G. S. and Panayil, D., 1996, "Valve Stiction in Reciprocating Compressors", Proceedings of ASME, Advanced Energy Systems Division, AES, Vol. 36, pp. 171-180.
- Pringle, S., 1976, "Oil Stiction in Automatic Compressor Valves", Ph. D. Tesis, University of Strathclyde, Scotland.
- Sabha, N. G., 1997, "Compressor Reed Valve with Valve Plate Channel", United States Patent, Patent Number 5672053.
- Salinas-Casanova, D.A., Deschamps, C.J. and Prata, A.T., 1999, "Turbulent Flow through a Valve with Inclined Reeds", Proc. International Conference on Compressors and Their Systems, Londres, p. 443-452.
- Todescat, M. L., Driessen, J. L., Lilie, D. E. B., 1992, "Valve for Hermetic Refrigerant Compressor", United States Patent, Patent Number 5171137.

## **ANALYSIS OF A DEVICE PROPOSED TO ASSIST THE OPENING OF AUTOMATIC VALVES**

Evandro L.L. Pereira  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
evandro@polo.ufsc.br

César J. Deschamps  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
deschamps@polo.ufsc.br

Dietmar E.B. Lillie  
Empresa Brasileira de Compressores S.A.  
Dietmar\_Lillie@embraco.com.br

João E. Schreiner  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
jernesto@polo.ufsc.br

### **Abstract**

Automatic valves are commonly used in compressors designed for refrigeration purposes. The lubrication system in such compressors may produce an oil film between the valve and valve seat, giving rise to a stiction force that acts to delay the valve opening and, as a consequence, deteriorates the compressor efficiency. The present paper offers a discussion on the main physical aspects associated to the stiction force and their relative importance on the valve dynamics. Then, a computational model is developed to analyze the viability of a device proposed to counteract the stiction force, improving the valve performance. Results for the valve displacement and cylinder pressure during the discharge process show a significant improvement in the compressor efficiency when the new valve system is adopted.

Keywords: automatic valves, stiction force, reciprocating compressor.

## NUMERICAL SIMULATION OF THE REFRIGERANT TRANSIENT FLOW IN NON-ADIABATIC CAPILLARY TUBES

**Rúbia Aparecida Navas**  
rubianavas@hotmail.com

**André Luiz Seixlack**

UNESP/Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, Departamento de Engenharia Mecânica – Av. Brasil Centro, 56  
CEP. 15385-000 - Ilha Solteira, SP – Brasil.  
andre@dem.feis.unesp.br

**Abstract.** *This work presents a numerical model to simulate the unsteady refrigerant flow through capillary tube-suction line heat exchangers. Capillary tubes are commonly used as expansion devices in small refrigeration and air conditioning systems. Capillary tube and suction line are considered straight and horizontal with constant inner diameter, and it is assumed one-dimensional flow. The flow through capillary tube is divided in two distinct regions: a region of subcooled liquid flow and a region of saturated two-phase flow. The homogeneous model is employed for the two-phase flow region. The fundamental equations governing the flow through capillary tube-suction line heat exchanger are derived from the mass conservation, momentum and energy conservation laws. Due to compressibility of the flow in the two-phase region, critical or choked flow condition is generally found in capillary tubes. The model allows prediction, in steady and unsteady states, refrigerant mass flow rates, pressure, quality, refrigerant and wall temperatures distributions along the tubes, as a function of the heat exchanger geometry and operating conditions. Experimental data from the literature for steady flow are compared and discussed with numerical results. The discrepancies between measured and calculated mass flow rate have been found to be about 8.6 %, for concentric heat exchangers, and 5.7 % for lateral heat exchangers. Additionally comparisons between the transient and quasi-steady models are presented and the values for the numerically evaluated mass flow rates have differed by approximately 2 %.*

**Keywords** *.non-adiabatic capillary tube, transient flow, refrigeration system, heat exchanger, two-phase flow*

### 1. Introduction

Large systems based on vapour compression refrigerant cycle frequently use a thermostatic valve. Otherwise small hermetically sealed systems, like household refrigerators and room air-conditioners, present a long length and small diameter tube, called capillary tube, as an expansion device. The main advantages of this fixed-geometry expansion device compared to thermostatic valve are: lower cost, a pressure equalization feature to reduce starting torque, and absence of moving parts. The typical length of these tubes lies between 1.0 and 6.0 m and their diameters range from 0.5 to 2.0 mm.

The capillary tube is a simple device, though refrigerant flow through it is quite complex. Regarding to the refrigerant phase change, two phases can be identified along the flow: a single phase-liquid flow region and a two-phase liquid-vapour flow region. The flow is compressible with Reynolds number varying from  $4 \times 10^3$  to  $20 \times 10^3$ , and the choked flow condition can be reached under some circumstances. Furthermore, during the refrigeration system operation, long unsteady periods can happen as a consequence, for example, of starting or stopping the system, starting or stopping the compressor and variation of operating conditions of the system. Such unsteadiness introduces great complexity in modeling the flow.

The refrigeration capacity of a refrigeration system can be increased lowering the quality at the evaporator inlet by cooling the refrigerant in the capillary tube using the superheated vapour in the compressor suction line. A counter flow heat exchanger, made by soldering the capillary tube on the outside of the suction line (see Fig. 1a) or placing the capillary tube inside the suction line (see Fig. 1b), is used to perform this task. Such device is called capillary tube-suction line heat exchanger or non-adiabatic capillary tube and is widely used in refrigerators.

During the operation of the refrigeration system, the non-adiabatic capillary tube subcool the liquid exiting the condenser, decreasing the amount of vapour at the evaporator inlet. Simultaneously, it superheats the vapour before reaching the compressor, which prevents the entrance of condensate into the compressor and avoids condensation and ice formation outside the suction line.

The refrigerant can enter in the capillary tube as subcooled liquid or as a mixture of saturated liquid and vapour. In the steady state condition, the most common is the subcooled liquid state at the inlet of the tube and a two-phase fluid at the outlet of the tube. Thus, the flow through a capillary tube can be divided in two regions. A liquid region at the entrance of the tube where the pressure decreases linearly until the flash point is reached, and a two-phase region, which presents increasing pressure drop per unit length and refrigerant velocity as the end of the capillary tube is approached.

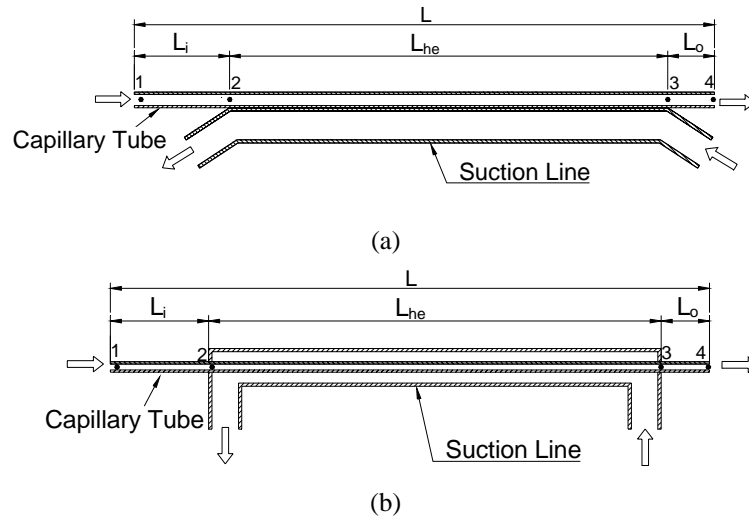


Figure 1. Layout of capillary tube-suction line heat exchangers: (a) lateral and (b) concentric.

Theoretical and experimental investigations of the flow in capillary tube-suction line heat exchanger have been the subject of extensive research, such as reported by: Dirik *et al.* (1994), Mendonça (1996), Zangari (1998), Barbazelli (2000), Melo *et al.* (2002), and Bansal and Xu (2003). These analyses were particularly devoted to the characterization of the refrigerant flow and to determine important geometric parameters of the capillary tube, such as the adiabatic length and the heat exchanger length.

The majority of the models available in the literature consider the steady state operating condition and although the unsteady flow condition has just been account by some researchers, many important questions for a better understanding of the transient flow through non-adiabatic capillary tube needs to be investigate. The transient distributions of the important flow parameters as mass flow rate, pressure, temperature and quality, either experimental as theoretical, through non-adiabatic capillary tubes are almost always inexistent.

The present work intends to contribute this subject and presents a numerical model to simulate the unsteady refrigerant flow through capillary tube-suction line heat exchangers. The fundamental equations governing the flow are derived from the mass conservation, momentum and energy conservation laws and the homogeneous model is employed for the two-phase flow region. Closure of the governing equations is performed with the friction factor correlations and constitutive equations for the convective heat transfer coefficients for the single-phase and two-phase regions. The system of governing equations is solved using a modified finite volume method. The solution of the resulting system of discretized equations is obtained marching along the tube until either choked flow or the established evaporation pressure is reached, which occurs first.

The model allows predicting, in steady and unsteady states, refrigerant mass flow rates, pressure, quality, refrigerant and wall temperatures distributions along the tubes, as a function of the heat exchanger geometry and operating conditions. For validation, results from the model are compared with the experimental data from the literature for steady flow and additionally comparisons between the transient and quasi-steady models which are presented and discussed.

## 2. Problem Formulation

In the present model, the flow through capillary tube is divided in two distinct regions: a region of subcooled liquid flow and a region of saturated two-phase flow. The capillary tube-suction line heat exchanger is considered insulated from the surrounding air and its length is divided in three parts, as shown in Fig. 1: (i) inlet region ( $L_i$ ), where the capillary tube does not exchange heat with the suction line; (ii) heat exchanger region ( $L_{he}$ ), which constitutes the intermediate part of the capillary tube, where heat is exchanged with the suction line; (iii) outlet region ( $L_o$ ), as in the inlet region, there is not heat exchange with the suction line.

The flow is considered incompressible in the liquid region. The capillary tube and the suction line are taken to be straights, horizontals with inner diameters constants. The gravitational effect is disregard. It is assumed one-dimensional flow of pure refrigerant (oil free). Mechanical equilibrium is also assumed, i.e., the refrigerant pressure is uniform at any given cross-section of the tube and surface tension effects are not considered. The pressure drop along the length of the suction line is neglected. Metastability effects are not considered and the vapour is always saturated with respect to the local pressure.

The two-phase flow along the capillary tube is considered homogeneous, i.e., the flow is mathematically treated as a pseudo single-phase flow which properties are obtained considering the quality and the properties of each individual phase. Consequently, both phases have the same velocity, pressure and temperature at any given cross-section thought



the tube. The material properties of the capillary and suction line walls are considered constants and the radiation heat transfer between external surface of the capillary tube and internal surface of the suction line is disregarded. Taking the above assumptions into account, the governing equations will be derived next.

a) Mass conservation for the flow in the capillary tube and suction line:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial G}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

where  $t$  is the time [s],  $z$  is the distance along the tube [m],  $\rho$  is the density [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ],  $G = (\rho u)$  is the refrigerant mass flux [ $\text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ ] and  $u$  is the refrigerant velocity [m/s]. In the two-phase flow:  $\rho = [\rho_l + \alpha(\rho_v - \rho_l)]$  and  $\alpha$  is the void fraction (ratio of the portion of the cross-sectional area occupied by the vapour and the total cross-sectional area). The subscripts l and v indicate the liquid and vapor phases, respectively.

b) Momentum equation for the flow in the capillary tube:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(Gu)}{\partial z} = -\frac{\partial p}{\partial z} - \frac{fG^2}{2\rho d_{i,c}} \quad (2)$$

where  $p$  is the absolute pressure [Pa],  $f$  is the friction factor and  $d_{i,c}$  is the inner diameter of the capillary tube [m].

c) Energy equation for the flow in the capillary tube:

$$\frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} + \frac{\partial(Gh_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} - H_c \frac{P_{i,c}}{A_{i,c}} (T_{rc} - T_{wc}) \quad (3)$$

where  $h_o = (h + u^2 / 2)$  [J/kg] is the specific stagnation enthalpy [J/kg],  $h$  is the specific enthalpy [J/kg],  $H_c$  is the convective heat transfer coefficient inside the capillary tube [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ],  $P_{i,c} = (\pi d_{i,c})$  is the inner perimeter of the capillary tube,  $A_{i,c} = (\pi d_{i,c}^2 / 4)$  is the cross-sectional area of the capillary tube [ $\text{m}^2$ ],  $T_{rc}$  is the refrigerant temperature along the capillary tube [K] and  $T_{wc}$  is the wall temperature of the capillary tube [K]. In the two-phase flow region:  $h = [h_l + x(h_v - h_l)]$  and  $x$  is the quality.

d) Energy equation for the capillary tube wall:

$$(\rho c)_{wc} \frac{dT_{wc}}{dt} = H_c \frac{P_{i,c}}{A_{c,c}} (T_{rc} - T_{wc}) - H_s \frac{P_{e,c}}{A_{c,c}} (T_{wc} - T_{rs}) \quad (4)$$

where  $\rho_{wc}$  [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ] and  $c_{wc}$  [J/kgK] are the density and specific heat capacity of the wall material of capillary tube, respectively,  $A_{c,c}$  is the cross-sectional area of the capillary tube wall [ $\text{m}^2$ ],  $H_s$  is the convective heat transfer coefficient inside the suction line [ $\text{W}/\text{m}^2\text{K}$ ],  $P_{e,c} = (\pi d_{e,c})$  is the outer perimeter of the capillary tube [m],  $d_{e,c}$  is the outer diameter of the capillary tube [m] and  $T_{rs}$  is the refrigerant temperature along the suction line [K]. One can observe in equation (4) that the right last term is canceled in the inlet and outlet regions.

e) Energy equations for the flow in the suction line and suction line wall:

$$\frac{\partial(\rho h_o)}{\partial t} + \frac{\partial(Gh_o)}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial t} + H_s \frac{P_{e,c}}{A_{i,s}} (T_{wc} - T_{rs}) + H_s \frac{P_{i,s}}{A_{i,s}} (T_{ws} - T_{rs}) \quad (5)$$

$$(\rho c)_{ws} \frac{dT_{ws}}{dt} = -H_s \frac{P_{i,s}}{A_{c,s}} (T_{ws} - T_{rs}) \quad (6)$$

where  $A_{i,s}$  is the cross-sectional area of the suction line [ $\text{m}^2$ ],  $P_{i,s} = (\pi d_{i,s})$  is the inner perimeter of the suction line [m],  $d_{i,s}$  is the inner diameter of the suction line [m],  $T_{ws}$  is the wall temperature of the suction line [K]. Notice that:  $A_{i,s} = (\pi d_{i,s}^2 / 4)$  for lateral heat exchanger and  $A_{i,s} = [\pi(d_{i,s}^2 - d_{e,c}^2) / 4]$  for concentric heat exchanger. In equation

(6)  $\rho_{ws}$  [kg/m<sup>3</sup>] and  $c_{ws}$  [J/kgK] are the density and specific heat capacity of the wall material of suction line, respectively, and  $A_{c,s}$  is the cross-sectional area of the suction line wall [m<sup>2</sup>],  $P_{e,s} = (\pi d_{e,s})$  is the outer perimeter of the suction line [m] and  $d_{e,s}$  is the outer diameter of the suction line [m].

In summary, the proposed model consists of: Eqs. (1) and (2), which should be solved to give the distributions of  $G$  and  $p$ , respectively; Eq. (3) used for calculating the refrigerant stagnation enthalpy through capillary tube; Eq. (4) used for calculating the wall temperature of the capillary tube; Eq. (5) used for calculating the refrigerant stagnation enthalpy through suction line and the Eq. (6) for calculating the wall temperature of the suction line.

In addition the model uses the following closure relationships: (i) the friction factor in the liquid region: Churchill (1977); (ii) the friction factor in the two-phase region: Erth (1970); (iii) the heat transfer coefficient in the liquid region and suction line: Gnielinski (1976); (iv) the heat transfer coefficient in two-phase region: Pate (1982). The refrigerant thermo-physical properties were computed through linear regression of the data provided by McLinden *et al.* (1998).

### 3. Initial Conditions

In Figure 2, the points 1 to 4 are positions along the capillary tube (see Fig. 1) and together with points 0 and b they represent schematically a common situation of the flow through a non-adiabatic capillary tube. The region located between points 1 and 2, and between points 3 and 4, corresponds to the capillary tube inlet and outlet respectively. The reduction of the refrigerant enthalpy that happens in these regions is very small when compared with the one which happens between points 2 and 3, which is the region of the heat exchanger.

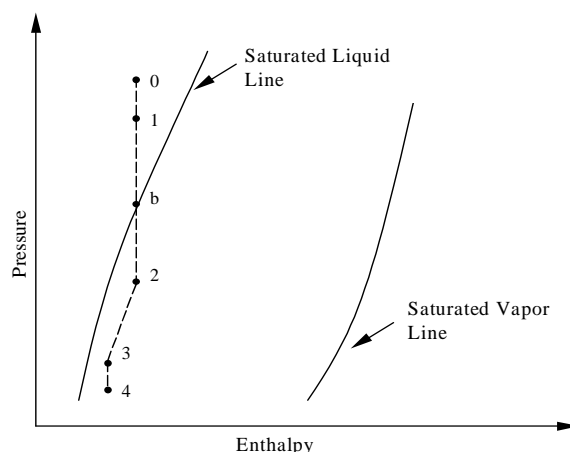


Figure 2. Schematic p-h diagram, representing the thermodynamic states of the refrigerant fluid through capillary tube-suction line heat exchanger.

At the capillary tube inlet,  $z=0$  (point 1 in Figs. 1 and 2), the refrigerant pressure is calculated applying the mass conservation and energy conservation requirements between the points 0 and 1, and between the point 1 and the point where the pressure is obtained experimentally at the inlet device,  $p_e$ , for that the capillary tube is connected. The refrigerant temperature at the inlet of the capillary tube,  $T_{rc,l}$ , is determined based on the saturation temperature corresponding to  $p_1$  and on the subcooling,  $\Delta T_{sub}$ . The wall temperature of the capillary tube at the inlet is considered equal to  $T_{rc,l}$ . Thus, the initial conditions at the capillary tube inlet are as follows,

$$z = 0 \rightarrow p_l = p_e - \frac{G^2(1+K)}{2\rho_l} \quad ; \quad T_{rc,l} = T_{sat}(p_e) - \Delta T_{sub} \quad ; \quad T_{wc,l} = T_{rc,l} \quad (7)$$

where  $K=0.5$  (Barbazelli, 2000) is the pressure drop coefficient at the capillary tube inlet.

For solving the governing equations in two-phase flow region it is necessary to know initial conditions for dependent variables:  $G$ ,  $p$  and  $h_o$ . As the metastability phenomenon is not been considered, it is assumed that bubble nucleation starts at the saturation pressure  $p_{sat}(T_{rc,b})$ , which correspond to a point b in Fig. 2. Thus, the initial condition at two-phase flow inlet is written as,

$$z = z_b \rightarrow p = p_{sat}(T_{rc,b}) \quad ; \quad G = \rho_l(T_{rc,b})u \quad ; \quad h_o = h_l(T_{rc,b}) + \frac{u^2}{2} \quad (8)$$

The refrigerant pressure along the suction line is considered constant and equal to evaporation pressure ( $p_{evap}$ ) and the refrigerant temperature at the inlet of the suction line is assumed to be known ( $T_{rs,i}$ ). Therefore, the initial conditions at the suction line inlet ( $z_{i,s}$ ) are as followed,

$$z = z_{i,s} \rightarrow p_{i,s} = p_{evap} ; T_{rs} = T_{rs,i} ; G = \rho_v(T_{rs,i})u ; h_o = h_v(T_{rs,i}) + \frac{u^2}{2} ; T_{ws,i} = T_{rs,i} \quad (9)$$

At the capillary tube outlet (point 4 in Fig. 2), none of the dependent variables:  $G$ ,  $p$  and  $h_o$  are known. The pressure at this point will correspond to the evaporation pressure, if the flow is not choked. However, if the flow is choked, which is common for capillary tubes encountered in refrigeration systems, the local pressure is higher than the evaporation pressure. Therefore, the determination of the choke pressure is vital to the solution of the equations that govern the flow of refrigerants through capillary tubes.

In the present model, the numerical criterion adopted is the one put forward by Fauske (1962). This criterion is based on theoretical and experimental observations that, under choked flow conditions, the pressure gradient ( $dp/dz$ ) reaches a maximum value for a given mass flux and quality. This maximum value is generally an arbitrary one. However, it must be such that the position of the choke can be correctly determined; a too big value may lead to a choke pressure which is excessively reduced and therefore unrealistic. In the present work, this condition is numerically implemented evaluating  $dp/dz$  at each location along the tube until it becomes positive indicating that the maximum absolute has been reached. Therefore the position of the choke is settled as that one previous to the point where the pressure gradient becomes positive. However, in most of the tests, the refrigerant pressure in the capillary tube outlet becomes lower than evaporation pressure. In these cases, the correct position where the evaporation pressure is reached is obtained by linear interpolation.

#### 4. Solution Methodology

The solution for the system of differential Eqs. (1) to (6), both in single-phase region (liquid) as in two-phase flow region (liquid-vapor) is carried out by using a modified finite volume method, presented by Escanes *et al.* (1995) and also used by Hermes (2000). The domain (capillary tube and suction line) is divided in  $m$  control volumes with the discretization nodes located at the inlet and outlet section of these volumes, as showed in Fig. 3.

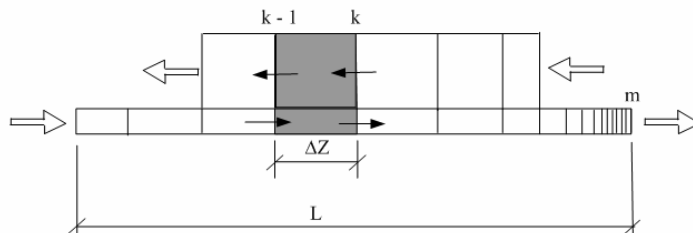


Figura 3. Control volume through capillary tube and suction line for lateral heat exchanger.

The equation used in this work to generate the computational grid is that presented by Escanes *et al.* (1995). In nearly all cases analyzed the grids were generate with 400 volumes: 50 for inlet region, 250 for heat exchanger region and 100 for outlet region.

The governing equations are integrated over time and space along control volumes with length  $\Delta z$ , showed in Fig. 3. A completely implicit scheme is employed to integrate the transient terms, in order to assure numerical stability, independent of the time step employed. The transient terms are discretized using the approximation:  $\partial\phi / \partial t = [(\bar{\phi} - \bar{\phi}^o)] / \Delta t$ , where  $\phi$  is a specific dependent variable and  $\Delta t$  is the time interval [s]. The subscript  $^o$  denotes the previous time step value of the variable  $\phi$  and the superscript  $-$  represents the average value of this variable over the control volume, determined in this work from the trapezoidal rule, as follows,

$$\bar{\phi} = \frac{1}{\Delta z} \int_{z_{k-1}}^{z_k} \phi dz = \frac{\phi_k + \phi_{k-1}}{2} \quad (10)$$

The proposed model can be used to determine the refrigerant mass flow rate ( $\dot{m}$ ) along the heat exchanger, known its geometry and operating conditions. The computation procedure is iterative because the equations depends on the mass flow rate, and additionally the refrigerant temperature at the suction line outlet ( $T_{s,o}$ ) is unknown, being thus an inverse problem.

Therefore, at each time step, with a guessed value of  $\dot{m}$  with other known operating conditions, the discretized

equations are solved by successive substitution along the capillary tube and suction line. The dependent variables  $G$ ,  $p$ ,  $h_o$  e  $T_{we}$ , for the capillary tube, and  $G$ ,  $h_o$  and  $T_{ws}$  for the suction line are calculated for each discrete nodal points in the computational grid until the relative error between two consecutive iterations are less than  $10^{-6}$ . Obtained the solution with the value of  $\dot{m}$  guessed, the calculated capillary tube length ( $L^*$ ) is compared with its respective value measured ( $L$ ). Then,  $\dot{m}$  is adjusted by means of the equation proposal by Melo and Negrão (1988) as follows,

$$\dot{m}_c = C_r \left( \frac{L^*}{L} \right) \dot{m}^* + (1 - C_r) \dot{m}^* \quad (11)$$

where  $\dot{m}^*$  is the guessed value of mass flow rate, the subscript c indicates the correct value and  $C_r$  is an under-relaxation coefficient employed to improve the convergence process. Thus, the  $\dot{m}$  value is corrected using the Eq. (11) until a given stopping criterion is achieved. Convergence is obtained when the difference between the calculated and actual lengths is lower than  $10^{-3}$  m.

### 5. Results and Discussion

In this work, it is presented some comparison between computed results and experimental data obtained by Mendonça (1996) and Zangari (1998) for the steady state flow of the refrigerant R134a, through lateral and concentric capillary tube-suction line heat exchanger, respectively. Additionally comparisons for transient and quasi-steady models are presented.

Figures 4(a) and 4(b) present comparison between temperature distributions of the refrigerant flow along the capillary tube and suction line obtained by the present model with those ones available in Zangari (1998) ( $L=3.0$  m;  $d_{i,c}=0.61$  mm;  $d_{i,s}=6.3$  mm;  $L_{he}=1.0$  m;  $L_e=0.6$  m) and Mendonça (1996) ( $L=4.0$  m;  $d_{i,c}=0.83$  mm;  $d_{i,s}=4.8$  mm;  $L_{he}=1.59$  m;  $L_e=0.53$  m), respectively. In these figures the numbers I, II and III indicate the entrance, the heat exchanger, and the exit regions along the capillary tube, respectively. The experimental temperature distributions showed are those measured along the external walls of the capillary tube and of the suction line and the temperatures of the refrigerant fluid inside the suction line. The deviations between the measured and calculated mass flow rates are also present in Figs. 4(a) and 4(b).

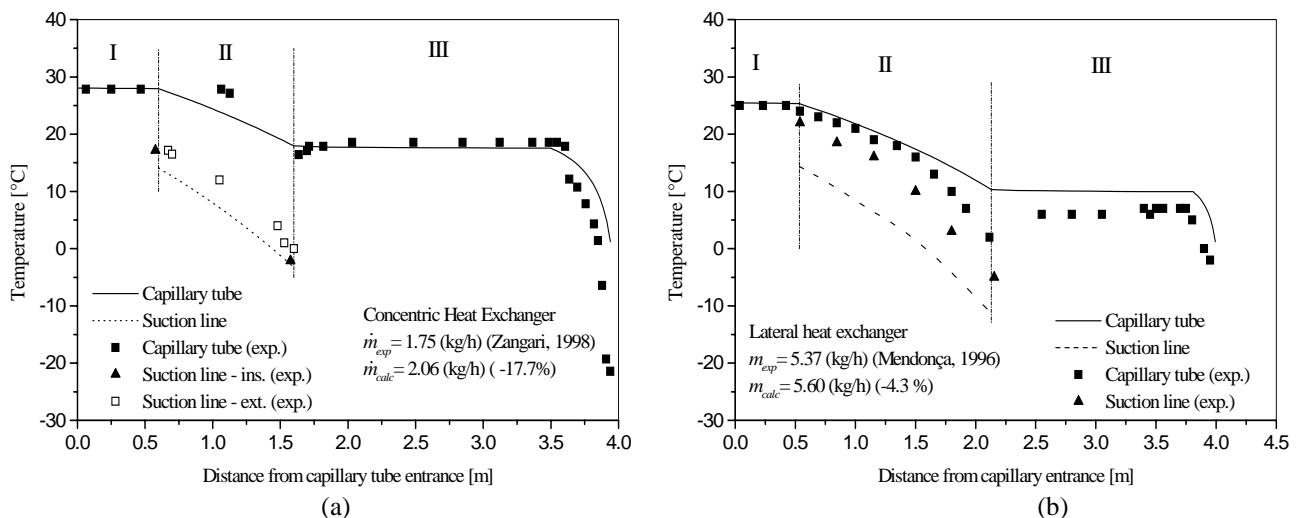


Figure 4. Comparison between temperature profiles measured and calculated: (a) Zangari, (1998):  $p_e=902$  kPa,  $\Delta T_{sub}=7.7$  °C,  $T_{i,s}=-3.2$  °C; (b) Mendonça, (1996):  $p_e=906$  kPa,  $\Delta T_{sub}=10.4$  °C,  $T_{i,s} = - 10.9$  °C).

It can be seen in Figs. 4(a) and 4(b) a good agreement between computed and experimental results for temperature profile regardless the deviation between the measured and calculated mass flow rate. It can also be notice the small extension of the two-phase flow region. In almost all experiments described by Mendonça (1996) and Zangari (1998) the refrigerant flash point is reached within an average distance of 0.20 m from the capillary tube outlet, and the modeling of the two-phase flow region becomes of small influence over the global result.

Comparisons between mass flow rates obtained in this work and the ones measured by Zangari (1998) and Mendonça (1996) are presented in Figs. 5(a) and 5(b), respectively. As can be seen in Figs. 5(a), for the concentric heat exchangers, 81 % of the mass flow rates calculated, using the present methodology, are within  $\pm 10$  % of the experimental values, and the maximum difference found was of 25 %. For the lateral heat exchangers (see Fig. 5b), the present model give results which are within  $\pm 10$  % of the experimental ones. Thus, considering all tests, the mean

absolute deviations were of 8.6 % and 5.7 %, for the concentric and for the lateral heat exchangers, respectively.

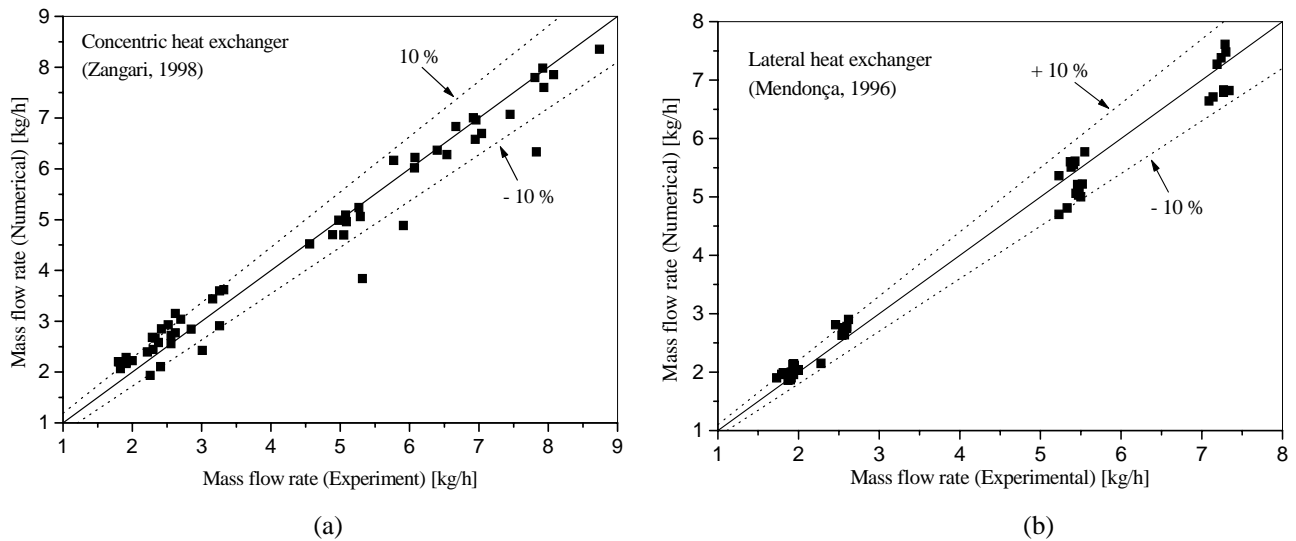


Figura 5. Comparison between measured and predicted mass flow rate: (a) concentric heat exchanger (Zangari, 1998) and (b) lateral heat exchanger (Mendonça, 1996).

In order to analyze the transient flow through capillary tube-suction line heat exchangers, the model is firstly tested considering the pseudo-transitory or quasi-steady regime flow. In the quasi-steady analysis the solution at any instant is obtained using a very large time step (steady state), but with the boundary conditions corresponding to the given instant. Following the procedure of Escanes *et al.* (1995), the solution of the steady state is obtained initially, for a given operating condition, then a linear temporal variation is imposed to the capillary tube inlet refrigerant temperature,  $T_{rc,i}$ . For a constant pressure at the inlet of the capillary tube, the temperature  $T_{rc,i}$  is decreased 12 °C linearly from its steady state value ( $T_{rc,e}|_{\infty}$ ), in 240 s, i.e.,  $T_{rc,e} = T_{rc,e}|_{\infty} - 0,05t$ .

The linear temporal reduction of the temperature  $T_{rc,i}$  increase the refrigerant mass flow rate through the heat exchanger. This fact happens because the reduction of  $T_{rc,i}$ , maintaining constant the pressure in the entrance, increases the refrigerant subcooling degree in the tube entrance and also increases the region along the tube which the refrigerant flow as subcooled liquid.

This fact can be observed in Fig. 6 which presents, for the steady refrigerant flow and for different instants of time: (a) the characteristics of the flow in the p-h diagram and the distributions of: (b) temperature; (c) pressure and (d) quality along the capillary tube. The geometric characteristics of the capillary tube-suction line lateral heat exchanger of the Fig. 6 are:  $L=4.0$  m;  $d_{i,c}=0.83$  mm;  $d_{i,s}=4.8$  mm;  $L_{he}=1.59$  m;  $L_e=0.53$  m and the operating conditions are:  $p_e=906$  kPa,  $\Delta T_{sub}=10.4$  °C,  $T_{i,s} = -10.9$  °C.

As can be observed in Figs. 6 the temporal reduction of the refrigerant temperature at the inlet of the capillary tube, increases the distance from the tube entrance where the refrigerant flash point is reached. Thus, the lines that represent the flow along the tube in the diagram p-h intercept the saturated liquid line in smaller pressures, or enthalpies, in each instant of time. The delay of the refrigerant flash point along the tube as a function of time can also be observed in Figs. 6(b) and 6(c), in which the largest gradients of temperature and pressure, respectively, take place towards the end of the tube as the time goes by.

As it can also be noticed in Figs. 6(d) the two-phase flow region is reduced with the time. The quality change with distance is not linear, with the rate of change progressively increasing towards the end of the tube. This is in accordance with the physical interpretation of the phenomenon, as acceleration and friction effects become gradually more important giving rise to higher vaporization rates.

Figure 7 shows the temporal mass flow rate distributions computed with the transient and pseudo-transitory or quasi-steady models through a concentric non-adiabatic capillary tube. In the quasi-steady analysis the solution at any instant is obtained using a very large time step (steady state), but with the boundary conditions corresponding to the given instant. The geometric characteristics of the capillary tube of the Fig. 7 are:  $d_{i,c}=0.61$  mm e  $L=3.0$  m. The others geometric characteristics of the heat exchangers numbers 1, 2 and 3, and operating conditions showed in Fig. 7 are presented in Tab. 1.

Notice in Fig. 7 that the transient variation of the mass flow rate along the tubes is linear in almost all time interval analyzed. As it can also be observed, the mass flow rate values computed by quasi-steady model are higher than that ones computed by transient model. The medium difference between the mass flow rates computed by transient and quasi-steady models for the heat exchangers 1, 2 e 3 was, 1.0%, 1.7% e 1.5%, respectively. This fact shows a small

influence of the transient terms on the dynamic behavior of the flow along the non-adiabatic capillary tubes, although it is more significant than in the adiabatic case mentioned by Escanes *et al.* (1995) e Hermes (2000).

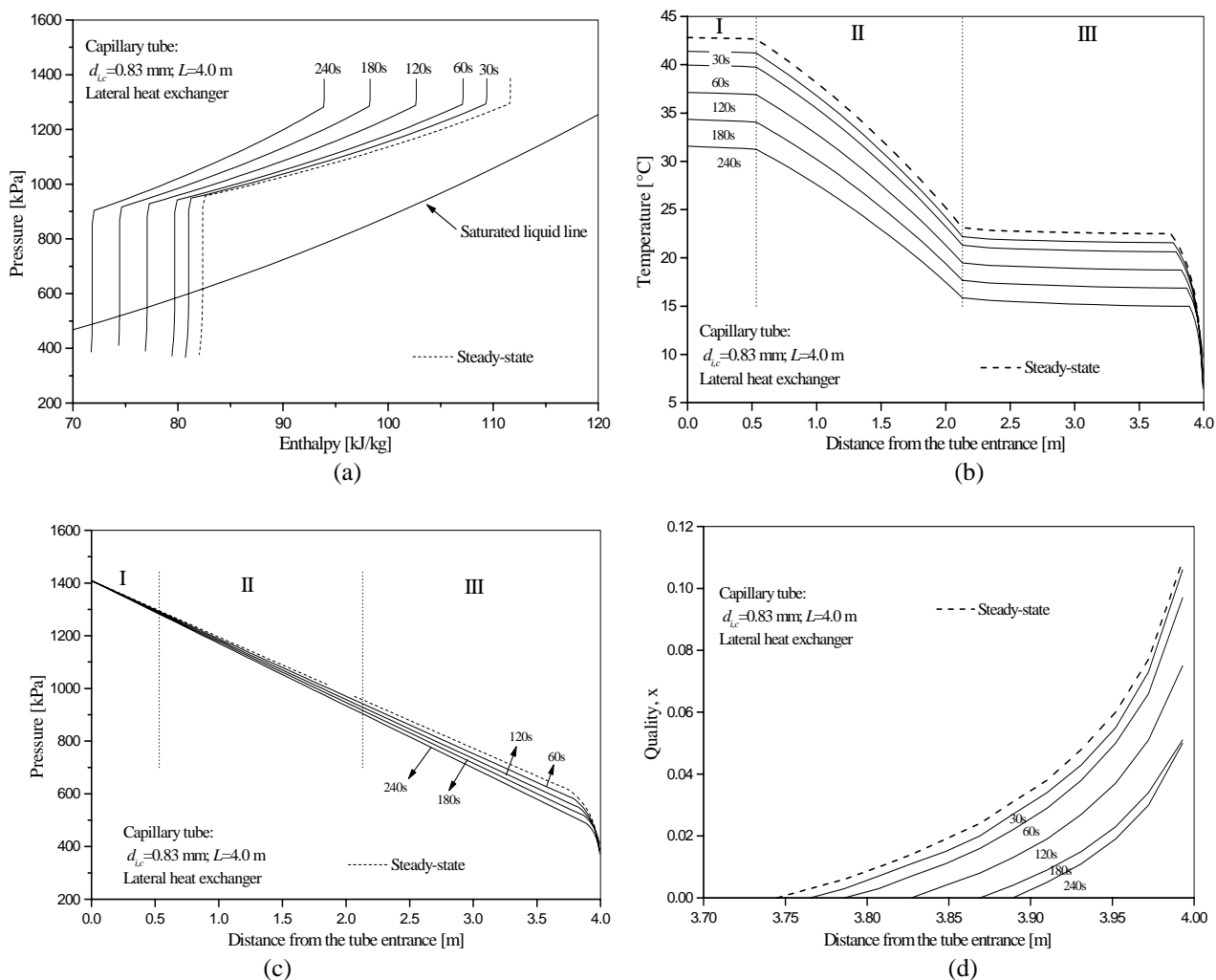


Figure 6 – (a)  $p$ - $h$  diagram and distributions of: (b) temperature, (c) pressure and (d) quality along the capillary tube – lateral heat exchanger.

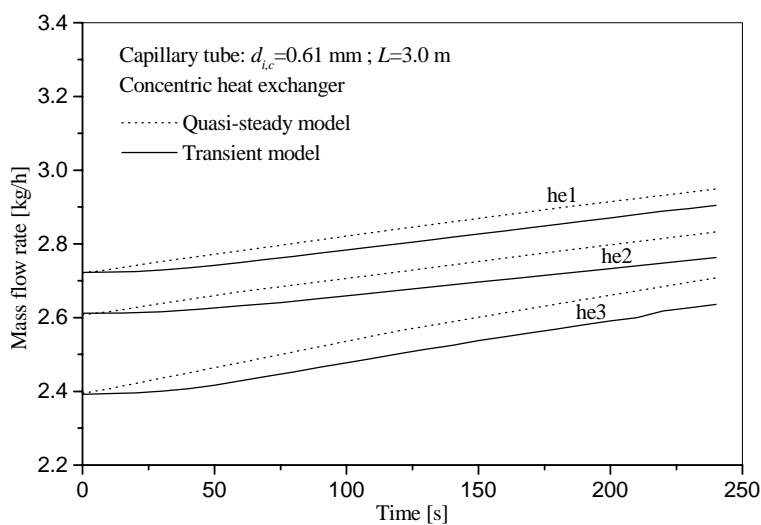


Figure 7. Mass flow rate variations with time computed by transient and quasi-steady models.

Table 1. Geometrical parameters and operating conditions - concentric heat exchangers of Fig. 7 (Zangari, 1998).

Heat exchanger	$d_{i,s}$ (mm)	$L_{he}$ (m)	$L_i$ (m)	$p_e$ (kPa)	$\Delta T_{sub}$ (°C)	$T_{rc,e}$ (°C)	$T_{rs,e}$ (°C)
1	7,86	2,2	0,6	900	10,2	25,5	-17,0
2	6,3	2,2	0,2	903	7,5	28,3	-3,1
3	6,3	1,0	0,2	899	7,4	28,2	-6,0

For highlighting that influence, Figs. 8(a) and 8(b) illustrate for the heat exchanger 2 presented in Fig. 7, spatial and temporal variations of the refrigerant enthalpy and the refrigerant temperature along the capillary tube, respectively. These variations are computed with the transient and quasi-steady models, for the instants 60 s, 120 s and 240 s and also for the steady state. It can be seen in Fig. 8(a), the enthalpy profiles obtained by the transient model are moved for right in relationship those obtained by the quasi-steady model. Consequently, the temperatures of the refrigerant through capillary tube in each instant obtained by the transient model are larger than those obtained by the quasi-steady model (see Fig. 8b).

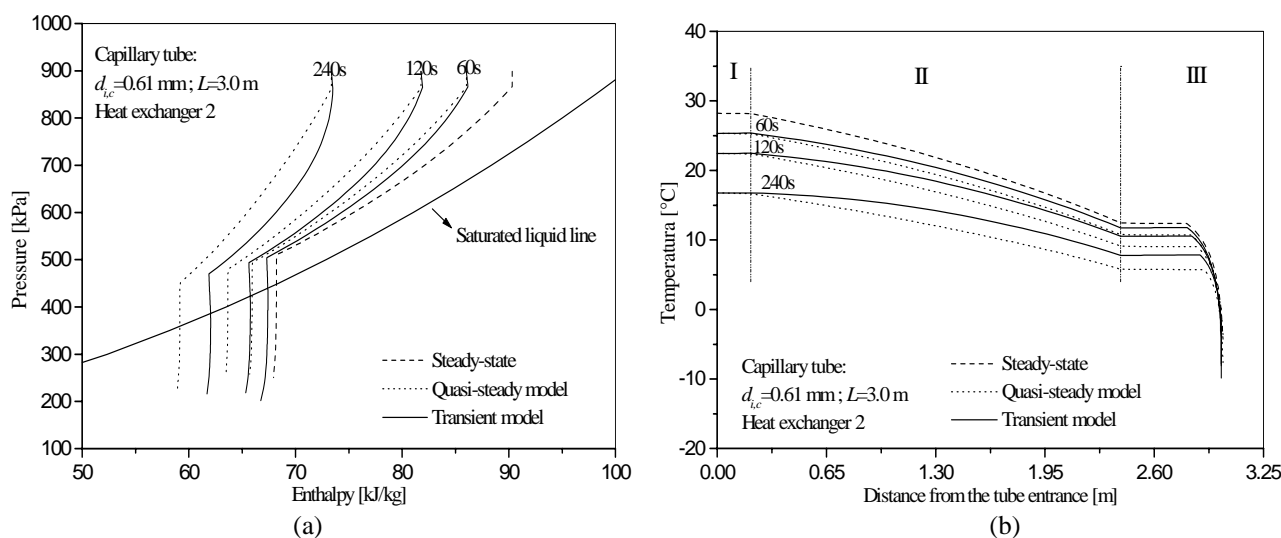


Figure 8. Comparison between the transient and quasi-steady models: (a) p-h diagram; (b) temperature profiles along the capillary tube.

Another form of analyzing the transient behavior of the flow through non-adiabatic capillary tubes is that employed by Hermes (2000). In this case, boundary conditions based in experimental results of pull-down tests is imposed. Such tests consist of the accompaniment of the transient evolution of the pressure, temperature and power consumed by the refrigeration system, from the start-up to the steady-state condition. In the present model, it is analyzed the case in which starting from the steady-state solution, for a specific operating condition, the refrigerant temperature at the inlet of the capillary tube,  $T_{rc,i}$ , is reduced in accordance with the equation proposed by Hermes (2000) as,

$$T_{rc,i} = T_{rc,\infty} + (T_{rc,i}^o - T_{rc,\infty})e^{-t/a} \quad (12)$$

where  $T_{rc,i}^o$  and  $T_{rc,\infty}$  are the refrigerant temperature at the inlet of the capillary tube for the initial and final steady-state conditions, respectively, and  $a$  is a constant time. After the reduction of  $T_{rc,i}$ , in accordance with the Eq. (12), a new steady-state condition will achieve, simulating the variation of the system operating conditions, which an equipment of refrigeration or air conditioning is submitted frequently.

Considering the same geometric configuration of the capillary tube of the Figs. 7 and 8 with the concentric heat exchanger 1 (see Table 1), Fig. 9 shows the temporal variation of the mass flow rate through capillary tube obtained by the transient and quasi-steady models. In this case the initial operating conditions are:  $T_{rc,i}^o = 42,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  ;  $\Delta T_{sub}^o = 10,1 \text{ } ^\circ\text{C}$  ;  $T_{rs,i}^o = -11,2 \text{ } ^\circ\text{C}$  ;  $T_{rc,\infty} = 27,5 \text{ } ^\circ\text{C}$  and  $a=100$ . For the transient model, the inlet and outlet mass flow rates predicted are shown in Fig. 9, and it can be verified that practically there is not difference between its values.

It can also be seen in Fig. 9, the mass flow rates predicted by the transient and quasi-steady models increase from 3.51 up to 3.8 kg/h in approximately 400 s. However, during the transient period the values of the mass flow rates predicted by quasi-steady model are higher than the ones of the transient model. Such behavior is the same observed previously in the comparisons presented in the Fig. 7. Once, this difference indicates that the transient terms can have

influenced on the dynamic behavior of the refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes.

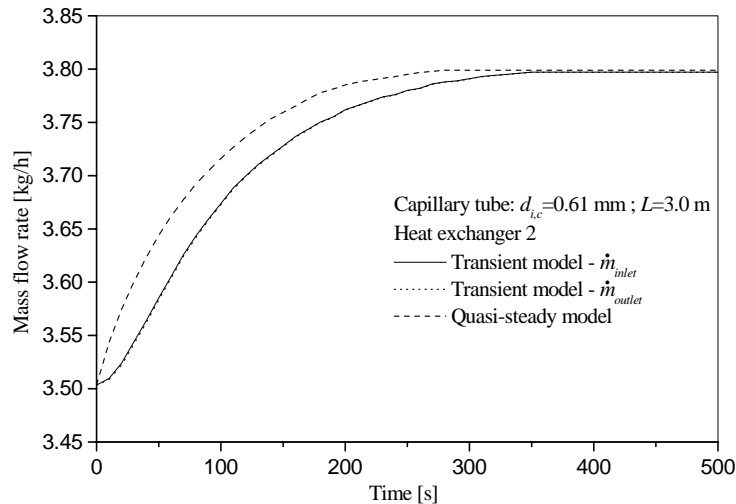


Figure 9. Mass flow rate variations with time computed by transient ( $a=100$ ) and quasi-steady models.

#### 4. Conclusions

This paper presents a numerical model for the simulation of one-dimensional unsteady state flows in capillary tube-suction line heat exchangers, commonly used in small refrigeration systems. Comparisons between experimental results available in open literature and the ones obtained in this work show good agreement, regarded the mass flow rate as well as temperature profiles. Taking the whole data into account, the relative mean deviation in the prediction of the choked mass flow rate in steady state was 8.6% for concentric heat exchangers and 5.7% for lateral heat exchangers.

The results of the transient and quasi steady models for the refrigerant flow were compared and differences about 2%, between the calculated values of the mass flow rates, were obtained. It was also observed differences among the pressure, temperature and enthalpy profiles of the refrigerant flow along the capillary tube, calculated by the transient and quasi steady models. Such facts, regardless of the small difference between the values of the mass flow rates, indicate that the influence of the transients terms of the governing equations on the dynamic behavior of the refrigerant flow through non-adiabatic capillary tubes can be more significant than in the adiabatic configuration.

The numerical method used in the solution of the governing equations and the iterative procedure to compute the refrigerant mass flow rate showed to be efficient, although they have presented convergence difficulties in some tests. In addition, the procedure of the mass flow rate correction, in function of the calculated length of the capillary tube, was not very sensitive for small variations of the refrigerant temperature at the inlet of the capillary tube.

#### 5. Acknowledgment

Authors acknowledge CAPES – Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior by its financial support that is allowing the development of this project.

#### 6. References

- Bansal, P. K. and Xu, B., 2003, A Parametric Study of Refrigerant Flow in Non-Adiabatic Capillary Tubes, *Applied Thermal Engineering*, **23**, 397-408.
- Barbazelli, M. R., 2000, Analysis of the Two-Phase Flow Through Non Adiabatic Capillary Tubes Using a Two-Fluid Model, Master's Thesis, Department of Mechanical Engineering, São Paulo State University, Ilha Solteira, Brazil, 129p. (in Portuguese).
- Churchill, S. W., 1977, Friction Factor Equation Spans all Fluid Flow Regimes, *Chemical Engineering*, **84**, 91-92.
- Dirik, E.; Inam, C.; Tanes, M. Y., 1994, Numerical and Experimental Studies on Adiabatic and Non-Adiabatic Capillary Tubes, *Proceedings of the 1994 International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, U.S.A.*, 365-370.
- Erth, R. A., 1970, Two-Phase Flow in Refrigeration Capillary-Tube: Analysis and Prediction, Ph.D. Thesis, Purdue University, U.S.A., 120p.
- Escanes, F., Pérez-Segarra, C. D. and Oliva, A., 1995, Numerical Simulation of Capillary-Tube Expansion Devices, *International Journal of Refrigeration*, **18** (2), 113-122.
- Fauske, H. K., 1962, Contribution to the Theory of Two-Phase, One-Component Critical Flow, Argonne National



Laboratory, ANL-6633, Argonne, Illinois, U.S.A.

- Gnielinski, V., 1976, New Equations for Heat and Mass Transfer in Turbulent Pipe and Channel Flow, *International Chemical Engineering*, 16, 359-368.
- Hermes, C. J. L., 2000, Development of Mathematical Models to Numerical Simulation of Domestic Refrigerators in Transient Regime, Master's Thesis, Department of Mechanical Engineering, Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, Brazil, 255p. (in Portuguese).
- McLinden, M. O., Klein, S. A., Lemmon, E. W. and Peskin, A. P., 1998, NIST Thermodynamic and Transport Properties of Refrigerants and Refrigerants Mixtures - REFPROP, Version 6.01, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg Maryland, USA.
- Melo, C. and Negrão, C. O. R., 1988, Numerical Simulation of Capillary Tubes Used as Expansion Device in Refrigeration Systems, *Proceedings of the II ENCIT, Águas de Lindóia, Brazil*, 221-224 (in Portuguese).
- Melo, C., Vieira, L. A. T. and Pereira, R. H., 2002, Non-Adiabatic Capillary tube Flow with Isobutane, *Applied Thermal Engineering*, 22, 166-1672.
- Mendonça, K. C., 1996, Experimental Analysis of Lateral Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers, Master's Thesis, Department of Mechanical Engineering, Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, Brazil, 105p. (in Portuguese).
- Pate, M. B., 1982, A Theoretical and Experimental Analysis of a Capillary Tube – Suction Line Heat Exchanger”, Ph. D. Thesis, Purdue University, West Lafayette, U.S.A.
- Zangari, J. M., 1998, Experimental Analysis of Concentric Capillary Tube-Suction Line Heat Exchangers, Master's Thesis, Department of Mechanical Engineering, Federal University of Santa Catarina, Florianópolis, Brazil, 160p. (in Portuguese).

## A METHODOLOGY FOR SIMULATING THE START-UP AND CYCLING TRANSIENTS OF HOUSEHOLD REFRIGERATORS

Christian J. L. Hermes \*

Cláudio Melo

POLO Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics

Department of Mechanical Engineering, Federal University of Santa Catarina

P.O. Box 476, 88040-900 Florianópolis, SC, BRAZIL

Phone: +55 48 3234-5691, e-mail: hermes@polo.ufsc.br, melo@polo.ufsc.br

\* Corresponding Author

**Abstract.** A first-principles model for simulating the dynamic behaviour of household refrigerators is presented herein. The model is used to simulate a typical Brazilian 440-litre top-mount refrigerator, in which the compressor is on-off controlled by the freezer temperature, while a thermo-mechanical damper is used to set the fresh-food compartment temperature. Innovative modeling approaches are proposed for each of the refrigerator components. Numerical predictions are compared to experimental data showing a reasonable level of agreement for the whole range of operating conditions, including the start-up and cycling regimes. The system energy consumption was found to be within  $\pm 10\%$  agreement with the experimental data, while the air temperatures of the compartments were predicted with a maximum deviation of  $\pm 1$  °C.

**Keywords.** Mathematical modelling, transient simulation, household refrigerators, fan-and-damper controlling

### 1. Introduction

A household refrigerator is basically composed of a thermally insulated cabinet and a refrigeration loop, as illustrated in Figure (1). Its performance is usually evaluated by one of the following approaches (i) simplified calculations based on component characteristic curves; (ii) numerical analyses via commercial CFD packages; and (iii) standardized experiments. Although the first two techniques play important roles in component design, they do not provide enough information about component matching and system behavior, which is only obtained by testing the refrigerator in a controlled environment chamber. However, such tests are time consuming and expensive.

A faster and less costly alternative is the use of first-principle models for simulating the thermal- and fluid-dynamic behaviour of refrigeration systems. Steady-state and dynamic approaches can both be used. While the first is mainly used for component matching, the second is essential to define the controlling strategies and to optimize the system performance. Former dynamic models for refrigeration systems date back to the early 80s and were mostly focused on heat pump systems (Chi & Didion 1982, Yasuda et al. 1983, MacArthur 1984). The development of dynamic models for household refrigerators was stimulated by the CFC-12 phase-out in the late 80s (Melo et al. 1988, Jansen et al. 1988). Very few approaches available in the literature (Jakobsen 1995, Ploug-Sørensen 1997) are able to simulate the cycle behavior of household refrigerators, and none of them have been properly validated against experimental data on energy consumption.

The development and validation of a model to estimate the energy consumption of household refrigerators is therefore the main focus of this study.

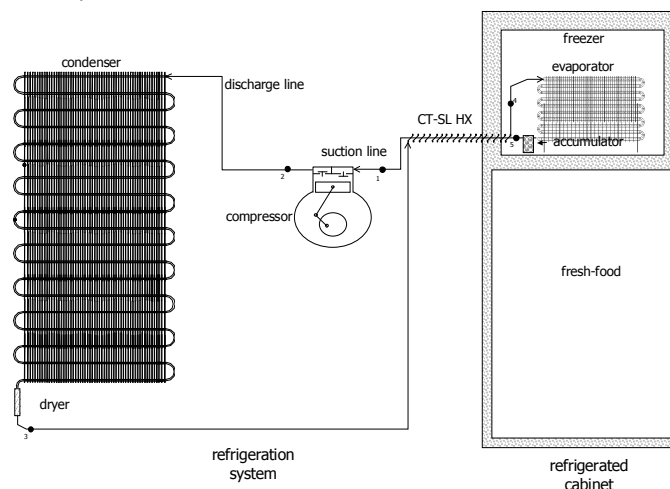


Figure 1. Schematic of a top-mount refrigerator.

## 2. Mathematical Modelling

The overall system modeling requires the development of sub-models for each of the cycle components, which are summarized below. Detailed information can be found in Hermes (2006).

### 2.1. Heat Exchangers: Condenser and Evaporator

The model for refrigerant flow through the condenser and evaporator coils relies on the following simplifying assumptions:

- 1D flow
- straight, horizontal and constant cross-sectional tubes
- negligible diffusion effects
- negligible pressure drop

The governing equations, derived from the mass and energy conservation principles applied to each of the control volumes (CV) illustrated in Figure (2), are given below:

$$V_k \frac{d\rho_k}{dt} + w_k - w_{k-1} = 0 \quad (1)$$

$$V_k \frac{d(\rho_k u_k)}{dt} + w_k h_k - w_{k-1} h_{k-1} = \bar{Q}_k \quad (2)$$

where an upwind scheme was used to average the flow properties, and the averaged heat transfer term was integrated using the trapezoidal rule.

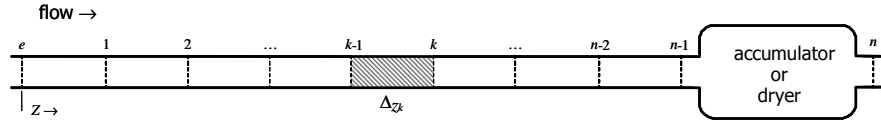


Figure 2. Diagram of the finite-volume discretization of the heat exchanger coil.

As the refrigerant pressure through the coil is constant, the set of  $2n$  dynamic ordinary differential equations ODEs may be re-organized into a set of  $n+1$  linear equations (Rossi & Braun 1999), with  $n$  equations for the internal energy time-derivatives and 1 equation for the  $dp/dt$  term as follows:

$$\begin{bmatrix} V_1(\rho_1 - p\phi_1/\rho_1) & 0 & 0 & 0 & -V_1 p \frac{\psi_1}{\rho_1} \\ -\Delta h_1 V_1 \phi_1 & V_2(\rho_2 - p\phi_2/\rho_2) & 0 & 0 & -V_2 p \frac{\psi_2}{\rho_2} - \Delta h_2 V_1 \psi_1 \\ \vdots & \vdots & \ddots & 0 & \vdots \\ -\Delta h_1 V_1 \phi_1 & -\Delta h_2 V_2 \phi_2 & \cdots & V_n(\rho_n - p\phi_n/\rho_n) & -V_n p \frac{\psi_n}{\rho_n} - \Delta h_n \sum_{j=1}^{n-1} V_j \psi_j \\ V_1 \phi_1 & V_2 \phi_2 & \cdots & V_n \phi_n & \sum_{j=1}^n V_j \psi_j \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{u}_1 \\ \dot{u}_2 \\ \vdots \\ \dot{u}_n \\ \dot{p} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \bar{Q}_1 - w_e \Delta h_1 \\ \bar{Q}_2 - w_e \Delta h_2 \\ \vdots \\ \bar{Q}_n - w_e \Delta h_n \\ w_e - w_n \end{Bmatrix} \quad (3)$$

where,

$$\begin{cases} \phi = (\partial\rho/\partial u)_p \\ \psi = (\partial\rho/\partial p)_u \end{cases} \quad (4)$$

The peculiar shape of the coefficient matrix, with the lower band and the last row ( $n+1$ ) terms different from zero, permits its analytical inversion by LU-decomposition. Such an approach not only reduces the number of ODEs, but also provides an explicit and evolving equation for pressure calculation.

The refrigerant properties were calculated in advance by the REFPROP 7 software and stored in the computer memory in the form of cubic splines. Gnielinski's (1976) correlation was used to estimate the single-phase flow heat transfer coefficients, while Jung's et al. (2003) and Wongwises' et al. (2000) correlations were adopted to estimate the

condensing and evaporating heat transfer coefficients, respectively. The void fraction models proposed by Baroczy (1965) and Yashar et al. (2001) were used to estimate the refrigerant mass in the condensing and evaporating regions, respectively.

The heat exchanger sub-model takes into account the heat transfer between fins and tubes and between the internal and external fluid streams. The following simplifying assumptions were considered:

- negligible heat conduction in the tube
- one CV per tube (Domanski, 1991)
- fin efficiency calculated by Schmidt's (1945) procedure

The wall temperature of the  $k$ -th tube, shown in Figure (2), is then given by:

$$\frac{dT_{w,k}}{dt} = [A_i \dot{h}_r (T_{r,k} - T_{w,k}) + (A_t + \eta_f A_f) \dot{h}_a (T_{a,k} - T_{w,k})] [c_w (M_t + \eta_f M_f)]^{-1} \quad (5)$$

The airflow through the evaporator has been modeled as quasi-steady, neglecting the presence of moisture. The evaporator air temperature was obtained from an energy balance, also considering the tube-by-tube approach:

$$T_{a,k} = \frac{[w_a c_{p_a} - \frac{1}{2} \dot{h}_a (A_t + \eta_f A_f)] T_{a,k-1} + \dot{h}_a (A_t + \eta_f A_f) T_{w,k}}{w_a c_{p_a} + \frac{1}{2} \dot{h}_a (A_t + \eta_f A_f)} \quad (6)$$

where the airside heat transfer coefficients are calculated by a dimensionless correlation derived from experimental data (Hermes, 2006):

$$Nu = 0.125 Re_{max}^{0.654} \cdot Pr^{-1/3} \quad (7)$$

where  $Nu$  refers to the tube outer diameter and  $Re_{max}$  to the air velocity at the minimum free flow area.

The condenser is a natural draft wire-on-tube heat exchanger, where the airside temperature was assumed uniform and constant. The airside heat transfer coefficients are calculated by a dimensionless correlation derived from experimental data via the so-called Buckingham-PI Theorem (Hermes, 2006):

$$\left( \frac{\dot{h}_c}{\dot{h}_r} + 1 \right) = 0.231 \left( \frac{A_t}{A_{tot}} \right)^{0.102} \left( \frac{A_f}{A_{tot}} \right)^{0.631} \left( \frac{P_t}{d_t} - 1 \right)^{-0.259} \left( \frac{P_f}{d_f} - 1 \right)^{0.453} \left( \frac{L_t}{d_t} \right)^{0.616} \left( \frac{T_w - 1}{T_a} \right)^{0.079} \quad (8)$$

Figure (3) compares the measured heat transfer rates to those calculated by Equations (5), while Figure (4) does the same with Equation (6). As can be seen, the proposed correlations (5) and (6) are able to predict the experimental data within an error band of  $\pm 10\%$ .

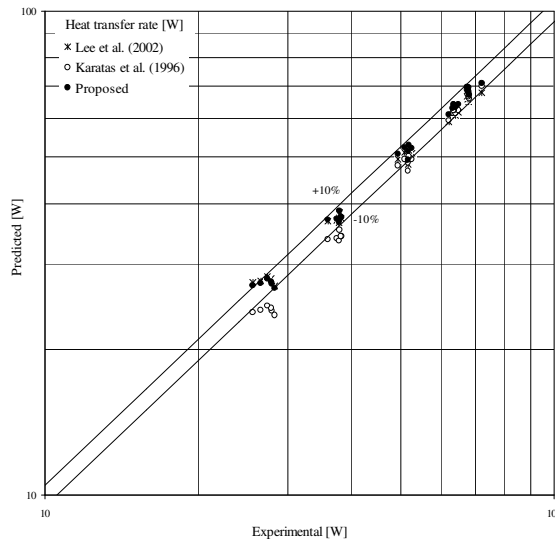


Figure 3. Proposed airside heat transfer correlations for finned-tube evaporators.

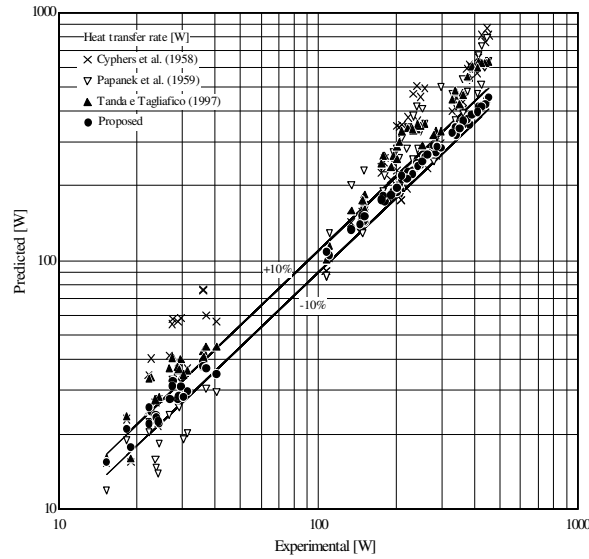


Figure 4. Proposed airside heat transfer correlations for wire-on-tube condensers.

## 2.2. Capillary Tube-Suction Line Heat Exchanger (CT-SL HX)

The CT-SL HX sub-model is based on the following simplifying assumptions:

- 1D, viscous, compressible, homogeneous, and quasi-steady flow
- negligible diffusion effects
- negligible heat conduction in the tube walls
- straight, horizontal and constant cross-sectional area tube
- negligible pressure drops at the tube inlet and outlet
- negligible metastable flow effects

The refrigerant flow through the capillary tube is governed by the mass, energy and momentum principles, which provide the following set of differential equations, in the pressure domain:

$$\frac{dl}{dp} = -\Delta^{-1} [1 + G^2 (\Phi v + \Psi)] \quad (9)$$

$$\frac{dh}{dp} = -\Delta^{-1} [\tau(G^2 v \Psi) + qG^{-1} (1 + G^2 \Psi)] \quad (10)$$

where,

$$\begin{cases} \Delta = \tau(1 + G^2 v \Phi) + qG \Phi \\ \Phi = (\partial v / \partial h)_p \\ \Psi = (\partial v / \partial p)_h \end{cases} \quad (11)$$

From these equations the tube length and refrigerant enthalpy are calculated as a function of the pressure drop in any flow region. As there is no explicit equation for the mass flow rate, its calculation follows an iterative procedure governed by the calculated and actual tube lengths. The boundary conditions are the pressure and enthalpy at the inlet of the capillary tube and the exit pressure. The critical pressure was calculated according to Fauske's (1962) criterion, in which  $dl/dp \rightarrow 0$  at the capillary tube exit. The differential Equations (7) and (8) have been successfully solved by Heun's scheme (2<sup>nd</sup> order) using a grid with 50 integration points.

The suction line model is based on the following simplifying assumptions:

- flow of only superheated vapor along the suction line
- no heat transfer to the surroundings
- negligible pressure drop

From such assumptions the suction line outlet temperature is estimated by means of the heat exchanger effectiveness, avoiding the use of an additional iterative loop. A theoretical correlation for the CT-SL HX effectiveness was obtained from heat transfer literature considering a counterflow heat exchanger with parallel temperature profiles. The CT-SL HX model predictions were compared with more than 1000 experimental data points for adiabatic and non-adiabatic flows of HFC-134a and HC-600a (see Figure 5). As can be seen the experimental data are reasonably predicted by the model, with 85% of all data points falling within a  $\pm 10\%$  error band.

### 2.3. Reciprocating Compressor

The compressor sub-model was divided into two domains: compressor shell and compression process (see Figure 6). The first allows the calculation of the refrigerant mass flow rate at the compressor inlet using a balance between the refrigerant mass flow rate discharged into the condenser and the amount of refrigerant absorbed/released from the lubricating oil, which is given by

$$w_o = -\frac{M_o}{(1-\sigma)^2} \frac{d\sigma}{dt} \tag{12}$$

If  $d\sigma/dt > 0$  then  $w_o < 0$ , meaning that the refrigerant is absorbed by the oil. The opposite scenario is observed when  $d\sigma/dt < 0$ . Both discharged mass flow rate and compression power are calculated by the compression process model, based on mass and energy balances within the cylinder (Hermes and Melo, 2006).

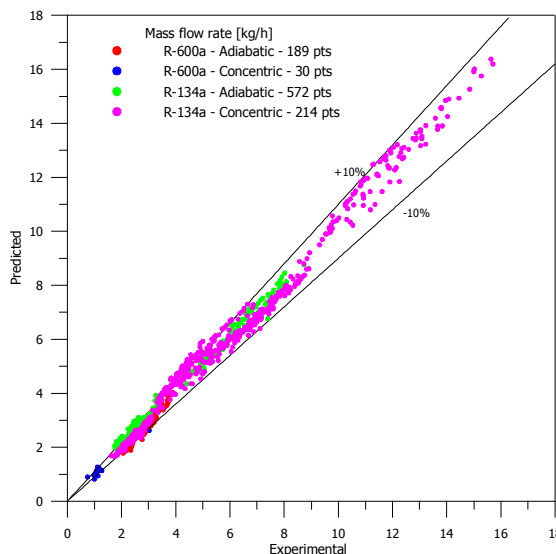


Figure 5. CT-SL HX sub-model validation for mass flow rate predictions.

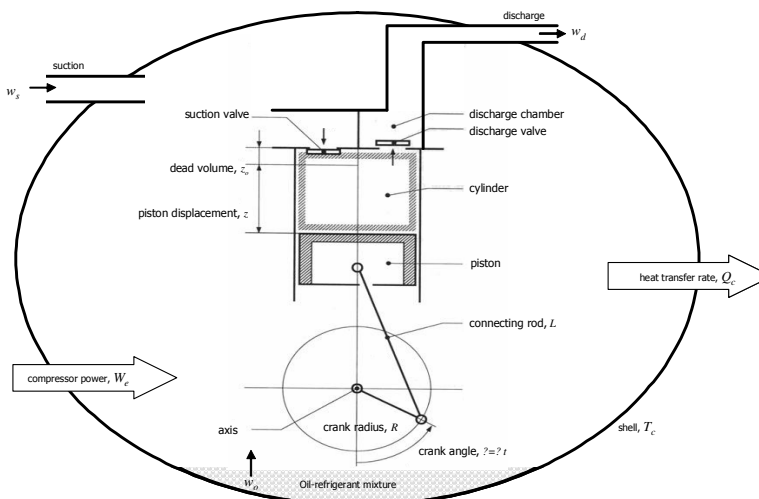


Figure 6. Schematic of the compressor sub-model.

### 2.4. Refrigerated Compartments

The cabinet walls are modeled according to a 1D finite-volume scheme (Figure 7). The temperature at each k-th wall layer is given by

$$\frac{dT_k}{dt} = \frac{\alpha_w (T_{k+1} + T_{k-1} - 2T_k)}{\Delta n} \quad (13)$$

The wall thicknesses were considered uniform for both compartments (fresh-food and freezer). Equivalent thicknesses were determined from a reverse heat leakage test, taking into account not only the heat transmission through the walls, but also the heat gains in the gasket region. The insulation density was corrected to conserve the overall mass of the wall. The airside thermal resistances were neglected, and therefore the internal air and the inner liner temperatures are considered to be the same,

$$\frac{dT_i}{dt} = \frac{w_i c_p (T_{in} - T_i) + 2k_{pU} A_{si} (T_w^{k=N} - T_i) / \Delta n + Q_{gen}}{C_{si} + M c_p (T_a / T_i)} \quad (14)$$

The airflow rates supplied to each compartment were measured in a wind-tunnel test facility (Hermes, 2006), as a function of the damper position (see Figure 8).

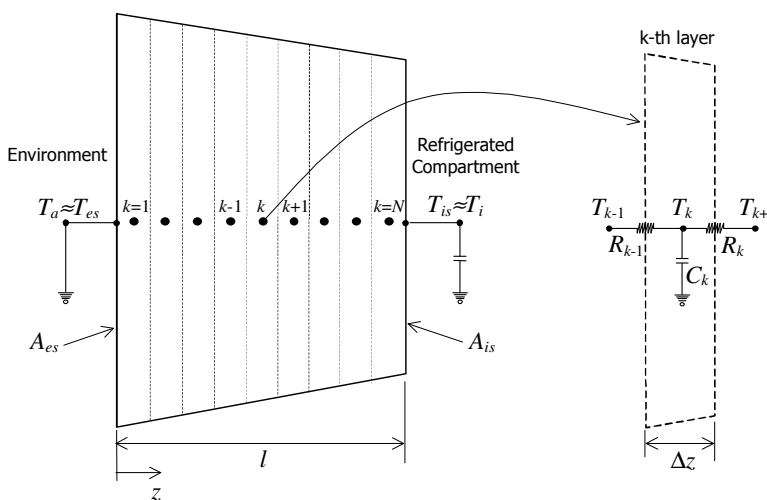


Figure 7. Finite-volume discretization of cabinet walls.

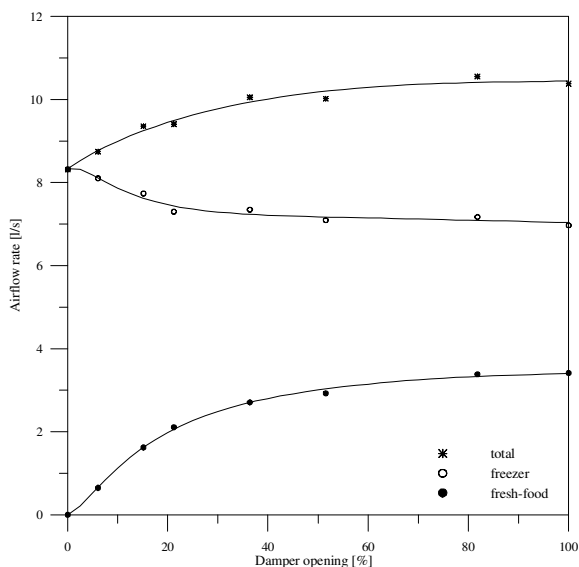


Figure 8. Airflow as a function of damper position.

### 2.5. Numerical Methodology

Two different time-scales can be observed in the refrigerator dynamics. The fastest is related to the refrigerant mass migration from one component to another, taking just a few minutes to reach the steady-state condition. The slowest relates to the cabinet thermal inertia and consequently the rate of heat transfer to the evaporator, taking hours to stabilize. One may notice that the first is inherent to the refrigeration system ODEs, while the second is linked to the cabinet ODEs. This behavior has encouraged a solution involving the segregation of the cabinet and system dynamic ODEs: solving the first by an explicit 1st order method, and integrating the second using the Adams predictor-corrector method, with both order and step size controllers.

The cycle components are coupled to each other by the mass flow rate-enthalpy pair, and are transported from one component to another according to the refrigerant flow direction (see Figure 1). The model requires only two initial conditions: ambient temperature (32°C) and refrigerant charge (85g, HFC134a). The equalizing pressure is internally calculated by the model.

### 3. Model Validation

Tests with the refrigerator were carried out in an environmental chamber, in which both air temperature (32°C±0.5°C) and relative humidity (50%±5%) were controlled. Table (1) compares the experimental data with model predictions under the steady-state condition, showing maximum deviations of ±1°C and ±5% for the air temperatures and compressor power, respectively. Figure (9) shows the time variation of the air temperatures while Figure (10) does the same for the compressor power during the start-up, with the damper at the maximum cooling position. It can be seen that the model is able to estimate the pull-down time and the compressor power with a maximum deviation of ±4% and ±5%, respectively. Table (2) compares the model predictions with experimental data in terms of energy consumption, running factor, and air temperatures. The four control limits were considered (thermostat-damper): MAX-MAX, MAX-MIN, MIN-MAX, MIN-MIN. It can be observed that the model is able to predict the overall energy consumption and the average air temperatures with maximum deviations of ±10% and ±1°C, respectively. The effect of the control limits on the predicted average air temperatures is better illustrated by a control-chart (see Figure 11). Figure 12 illustrates the suction and discharge pressure profiles through a typical cycle with the controls at the MAX-MAX position. It can be seen that the numerical results are in close agreement with the experiment data.

Table 1. Steady-state model validation.

Damper	Fresh-food compartment temperature [°C]			Freezer compartment temperature [°C]			Compressor power [W]		
	Exp.	Sim.	Dif.	Exp.	Sim.	Dif.	Exp.	Sim.	Dif.
MAX	1.6	1.7	+0.1	-28.0	-27.7	+0.3	106.4	108.7	-2.2%
MIN	9.8	10.8	+1.0	-29.7	-28.7	+1.0	101.2	105.7	+4.4%

Table 2. Average cycle comparisons.

Thermostat-Damper	Energy consumption [kWh/month]			Running factor [dimensionless]			Fresh-food compartment temperature [°C]			Freezer compartment temperature [°C]		
	Sim.	Exp.	Dif.	Sim.	Exp.	Dif.	Sim.	Exp.	Dif.	Sim.	Exp.	Dif.
MIN-MIN	40.8	44.1	-7.6%	0.43	0.42	3.2%	11.6	10.8	0.8	-14.8	-15.7	0.9
MIN-MAX	49.0	51.4	-4.8%	0.52	0.50	3.2%	4.1	4.5	-0.4	-15.4	-16.5	1.1
MAX-MIN	48.3	53.2	-9.1%	0.54	0.56	-4.1%	11.5	10.4	1.1	-21.5	-21.9	0.4
MAX-MAX	61.2	62.9	-2.7%	0.68	0.66	2.4%	3.0	2.9	0.1	-22.2	-22.4	0.2

### 4. Model Application

The model was used to explore the influence of the capillary tube inner diameter on the overall energy consumption. In all cases, the refrigerant charge was adjusted aiming at a minimum value for the energy consumption, while the average air temperatures were kept constant. The capillary tube diameter was changed from 0.655mm (current) to 0.6 and 0.7mm. As the tube diameter decreases, the refrigerant mass flow rate also decreases, and then more refrigerant is needed to preserve the cooling capacity, as shown in Figure 13. At the same time the energy consumption also decreases with tube diameter. On the one hand, the time needed to fill the evaporator diminishes with tube diameter, improving the cooling capacity. On the other hand, the condensing pressure increases as the tube diameter decreases, increasing the compression power. As a net effect, the first overcomes the second, so the overall energy consumption decreases by 3.5% when the tube inner diameter is changed from 0.655 to 0.6mm. No significant change in the evaporation pressure was observed.



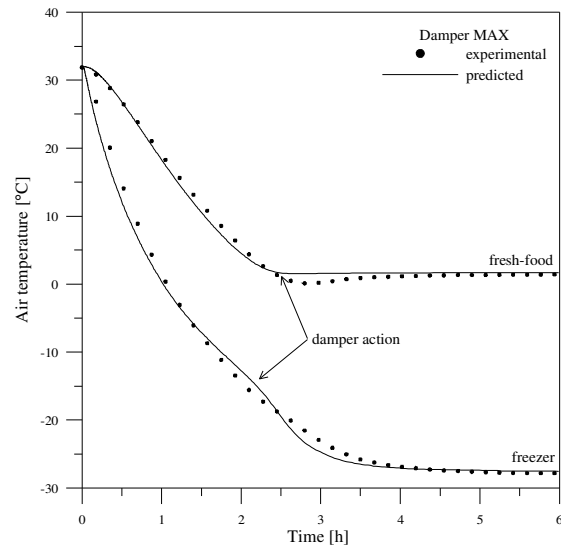


Figure 9. Air temperatures during system start-up.

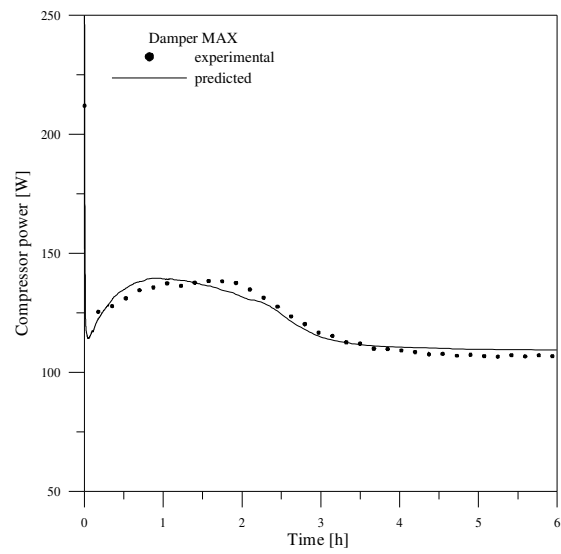


Figure 10. Compressor power during system start-up.

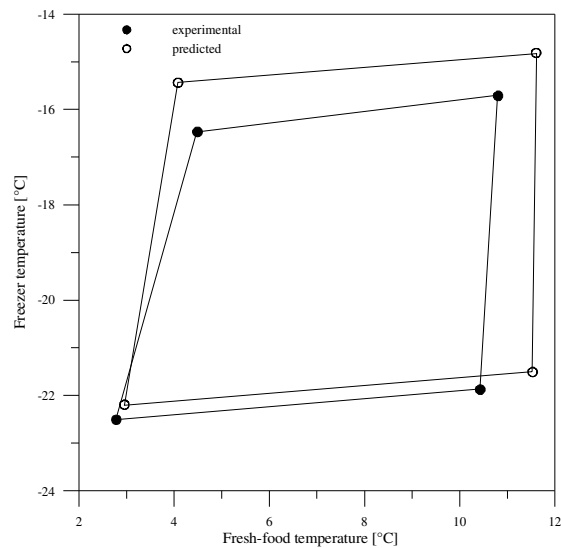


Figure 11. Control chart.

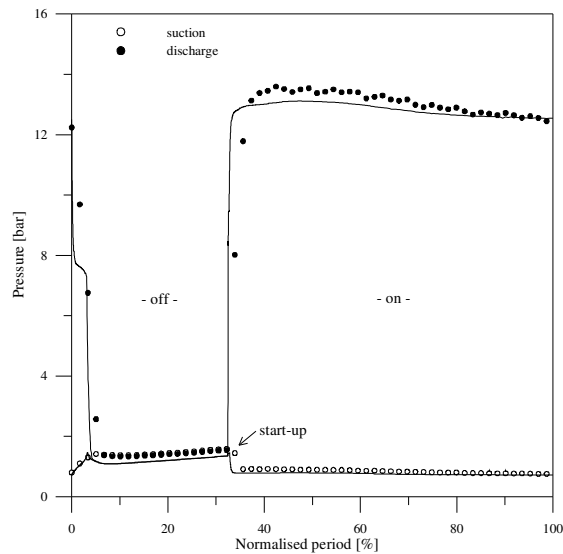


Figure 12. Suction and discharge pressures during a compressor cycle.

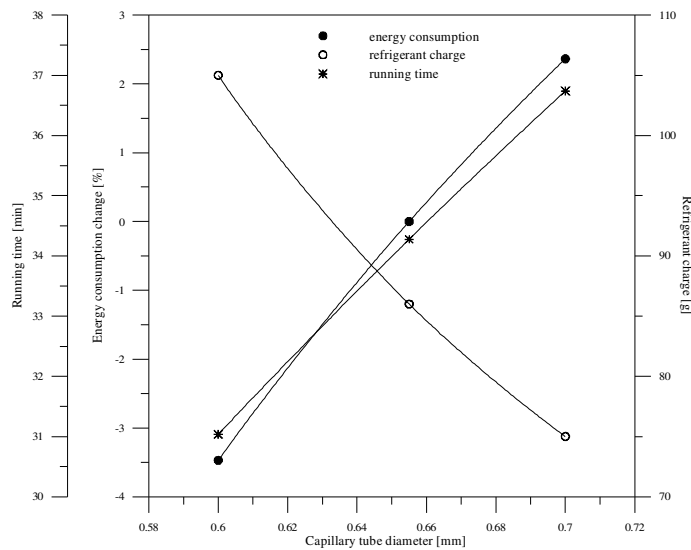


Figure 13. Effect of capillary tube diameter on energy consumption.

### 5. Concluding Remarks

A novel methodology for modeling and simulating the dynamic behavior of domestic refrigerators was proposed. Innovative features are incorporated into all component sub-models in order to guarantee both physical reliability and numerical robustness. Numerical predictions were compared to experimental data showing an excellent level of agreement for the whole range of operating conditions, including start-up and cycling regimes. The energy consumption and the air temperature maximum deviations from the experimental data were found to be  $\pm 10\%$  and  $\pm 1^\circ\text{C}$ , respectively.

The code was used to investigate the impact of the CT-LS HX geometry on the overall energy consumption of the system. It was found that the energy consumption can be reduced by 8%, by changing the capillary tube inner diameter to 0.6 mm and the heat exchanger length to 2.340m, with a refrigerant charge of 80g. The code predicts 12h of testing using only 30 minutes of CPU time (Pentium M 2.13GHz; 1024Mb RAM). Furthermore, the model can be easily adjusted to any kind of cabinet model.

### 6. Acknowledgements

The authors are grateful to Whirlpool S.A. for the technical and financial support. The CAPES Agency is also duly acknowledged for supporting Dr. C. J. L. Hermes at the National Institute of Standards and Technology, USA, during which this work was partially carried out.

## 7. References

- Baroczy, C.J., 1965, Correlation of liquid fraction in two-phase flow with application to liquid metals, *Chem. Eng. Prog.*, 61 (57), 179-191
- Chi, J., Didion, D., 1982, A simulation model of the transient performance of a heat pump, *Int. J. Ref.*, 5(3), 176-184
- Cyphers, J.A., Cess, R.D., Somers, E.V., 1958, Heat transfer character of wire-and-tube heat exchangers, ASHRAE Semiannual Meeting, New Orleans, LA, USA, 86-90
- Domanski, P.A., 1991, Simulation of an evaporator with non-uniform one-dimensional air distribution, ASHRAE Trans. Symposia, 793-802
- Fauske, H.K., 1962, Contribution to the theory of the two-phase, one component critical flow, Internal Report, Argonne National Laboratory, Argonne, USA
- Gnielinski, V., 1976, New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *Int. Chem. Eng.*, 16, 359-368
- Hermes, C.J.L., 2006, Uma metodologia para a simulação transiente de refrigeradores domésticos, Tese de doutorado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brazil, 297p.
- Jakobsen, A., 1995, Energy optimisation of refrigeration systems: the domestic refrigerator – a case study, PhD thesis, Technical University of Denmark, Lyngby, Denmark
- Jansen, M.J.P., Kuijpers, L.J.M., de Wit, J.A., 1988, Theoretical and experimental investigation of a dynamic model for small refrigerating systems, IIR/IIF Meeting at Purdue, 245-255
- Jung, D., Song, K.-H., Cho, Y., Kim, S.-J., 2003, Flow condensation heat transfer coefficients of pure refrigerants, *Int. J. Ref.*, 26, 4-11
- Karatas, H., Dirik, E., Derbentli, T., 1996, An experimental study of air-side heat transfer and friction factor correlations on domestic refrigerator finned-tube evaporators coil, *Int. Ref. Conf. at Purdue*, 465-470
- Lee, T.-H., Lee, J.-S., Oh, S.-Y., Lee, M.-Y., Lee, K.-S., 2002, Comparison of air-side heat transfer coefficients of several types of evaporators of household freezer/refrigerators, *Int. Ref. Conf. at Purdue*, R16-5
- MacArthur, J.W., 1984, Transient heat pump behaviour: A theoretical investigation, *Int. J. Ref.*, 7 (2), 123-132
- Melo, C., Ferreira, R.T.S., Negrão, C.O.R., Pereira, R.H., 1988, Dynamic behaviour of a vapour compression refrigerator: a theoretical and experimental analysis, IIR/IIF Meeting at Purdue, West Lafayette, USA, 98-106
- Papanek, W.J., Witzell, O.W., Fontaine, W.E., 1959, Convective films evaluated for wire and tube heat exchanger, *ASHRAE Journal*, June, pp.35-37
- Ploug-Sørensen, L., Fredsted, J.P., Willatzen, M., 1997, Improvements in the modelling and simulation of refrigeration systems: aerospace tools applied to a domestic refrigerator, *J. HVAC&R Research*, 3 (4), 387-403
- Prata, A.T., Ferreira, R.T.S., Fagotti, F., Todescat, M.L., 1994, Heat transfer in a reciprocating compressor, *Int. Comp. Eng. Conf. at Purdue*, West Lafayette, USA, 605-610
- Rossi, T., Braun, J.E., 1999, A real-time transient model for air conditioners, *Int. Cong. Ref.*, Sydney, Australia
- Tanda, D.W., Tagliafico, L., 1997, Radiation and natural convection heat transfer from wire-and-tube heat exchangers in refrigeration appliances, *Int. J. Ref.*, Vol.20, No.7, 461-469
- Wongwises, S., Disawas, S., Kaewon, J., Onurai, C., 2000, Two-Phase Evaporative Heat Transfer Coefficients of Refrigerant HFC-134a Under Forced Flow Conditions in a Small Horizontal Tube, *Int. Comm. Heat & Mass Transfer*, 27 (1), 35-48
- Yashar, D.A., Newell, T.A., Chato, J.C., Graham, D.M., Kopke, H.R., Wilson, M.J., 2001, An investigation of refrigerant void fraction in horizontal, microfin tubes, *J. HVAC&Research*, 7 (1), 67-82
- Yasuda, H., Touber, S., Machielsen, C.H.M., 1983, Simulation model of a vapour compression refrigeration system, *ASHRAE Trans.*, 89 (2), 408-425

## 8. Nomenclature

<i>A</i>	Area, m <sup>2</sup>
<i>C</i>	Thermal capacity, W
<i>c</i>	Specific heat, J kg <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
<i>d</i>	Diameter, m
<i>G</i>	Mass flux, kg s <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup>
<i>h</i>	Specific enthalpy, J kg <sup>-1</sup>
$\bar{h}$	Heat transfer coefficient, W m <sup>-2</sup> K <sup>-1</sup>
<i>k</i>	Thermal conductivity, W m <sup>-1</sup> K <sup>-1</sup>
<i>L</i>	Length, m
<i>M</i>	Mass, kg
<i>p</i>	Pressure, kPa
<i>Q</i>	Heat transfer rate, W
<i>q</i>	Heat flux, W m <sup>-2</sup>
<i>T</i>	Temperature, °C

$u$	Specific internal energy, J kg <sup>-1</sup>
$t$	Time, s
$V$	Volume, m <sup>3</sup>
$v$	Specific volume, m <sup>3</sup> kg <sup>-1</sup>
$W$	Power, W
$w$	Mass flow rate, kg s <sup>-1</sup>
$\dot{y}$	Time-derivative (dy/dt)
$\eta$	Efficiency
$\rho$	Specific mass, kg m <sup>-3</sup>
$\sigma$	Solubility, dimensionless

Indexes

$a$	Surrounding air
$d$	Discharge
$e$	Entrance
$f$	Fin
$i$	Internal air
$in$	Inflow
$k$	k-th control volume
$o$	Oil, External air
$r$	Refrigerant
$s$	Suction
$t$	Tube
$w$	Wall

## DESENVOLVIMENTO DE UM MODELO SEMI-EMPÍRICO DE UMA VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO

### Giovanna Fabris

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais – Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais  
[gfabris@gmail.com](mailto:gfabris@gmail.com)

### Gilva Altair Rossi de Jesus

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais – Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais  
[gilva@ufmg.br](mailto:gilva@ufmg.br)

### Jose Maria Galvez

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais – Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais  
[jmgalvez@terra.com.br](mailto:jmgalvez@terra.com.br)

### Luis Machado

Departamento de Engenharia Mecânica – Universidade Federal de Minas Gerais – Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais  
[lmachado@ufmg.br](mailto:lmachado@ufmg.br)

**Resumo.** O artigo apresentado a seguir teve por objetivo obter o modelo matemático dinâmico de uma válvula de expansão do tipo termostática. A válvula termostática faz parte de um banco de teste ar-ar, e os ensaios necessários à obtenção do seu modelo matemático envolveram o monitoramento de algumas variáveis do ciclo da máquina frigorífica quando a temperatura de ebulição do fluido no evaporador sofre uma perturbação do tipo degrau. Essa perturbação foi causada através do aquecimento do ar que atravessa o evaporador. Através dos registros dos experimentos e utilizando técnicas de identificação, os valores dos parâmetros do modelo foram obtidos. O modelo obtido foi utilizado para calcular os valores da vazão de fluido refrigerante. Foram obtidos os erros relativos a este modelo, comparando os valores calculados com aqueles obtidos dos experimentos. Verificou-se que esses erros não excederam 10%. Assim, conclui-se que o modelo possibilita uma simulação adequada do comportamento da válvula de expansão termostática estudada.

**Palavras chave:** Válvula de Expansão Termostática, Identificação de Sistemas, Modelagem matemática.

## 1. Introdução

O trabalho a ser apresentado tem por objetivo a modelagem de uma válvula de expansão do tipo termostática, tipicamente utilizada em sistemas de refrigeração de médio e grande porte. A estrutura do modelo é definida a partir do conhecimento relativo à física do processo e os parâmetros deste modelo são determinados experimentalmente a partir de técnicas de identificação. Nestes ensaios, provocou-se na temperatura do ar na entrada do evaporador uma perturbação tipo degrau, e foram medidas as respostas de algumas grandezas a esta perturbação. Os dados obtidos foram utilizados na determinação do modelo matemático dinâmico da válvula de expansão.

Modelos matemáticos para os diferentes componentes de sistemas de refrigeração vêm sendo desenvolvidos pelos integrantes do Grupo de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica; o modelo para evaporadores, condensadores e dispositivos de expansão do tipo tubo capilar e válvula manual já foram desenvolvidos, além de um modelo simples para compressores. Todos esses modelos estão acoplados em um só bloco, implementados no código computacional CARNOT.FOR, de domínio do Grupo de Refrigeração. A motivação para a obtenção do modelo que descreve a válvula termostática vem da possibilidade de incluir esse modelo como mais uma das diversas sub-rotinas do programa CARNOT.FOR. A ampliação do código computacional possibilitará simular o comportamento de sistemas de refrigeração de médio e grande porte.

## 2. A Máquina Frigorífica

A máquina frigorífica que será utilizada para os ensaios a serem realizados é a máquina do banco de testes ar-ar pertencente ao Laboratório de Refrigeração do Departamento de Engenharia Mecânica da UFMG. O fato de ser uma máquina ar-ar significa que o fluido que troca calor com o refrigerante tanto no evaporador quanto no condensador é o

ar. O fluido de trabalho utilizado nessa máquina é o diclorodifluormetano ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ), genericamente tratado como refrigerante-12 ou R-12. Todas as tubulações de fluido do banco de testes são bem vedadas e isoladas termicamente.

A Figura 1 é uma representação esquemática do banco de testes, onde são mostrados os componentes básicos e alguns acessórios de uma máquina frigorífica. Os principais componentes de uma máquina frigorífica de compressão de vapor são: o evaporador, o compressor, o condensador e válvula de expansão. Uma descrição sucinta da bancada ar-ar será feita seguindo a seqüência do ciclo frigorífico, a partir do evaporador 2 (Maia, 2000; Van Wylen et al, 1998).

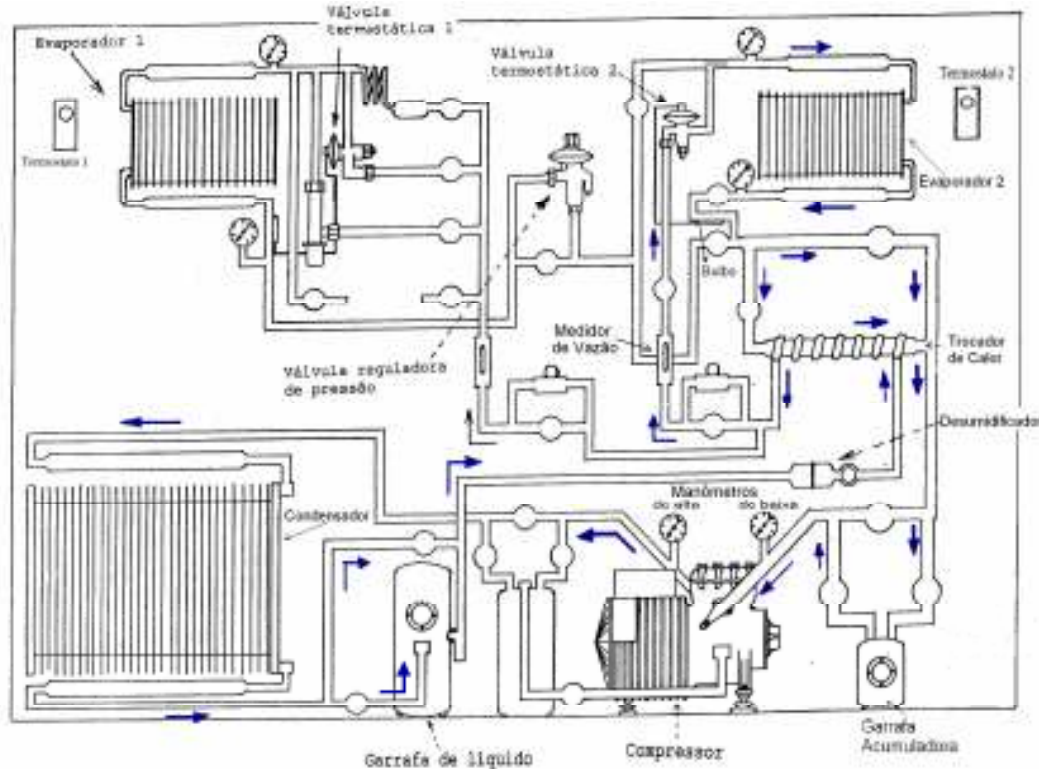


Figura 1: Representação esquemática do banco de ensaios.

O evaporador 2 é o trocador de calor pelo qual o ar ambiente, forçado por um ventilador a passar através da serpentina, cede calor para o fluido de trabalho, que está a uma temperatura cerca de 10-15°C abaixo da temperatura ambiente. O fluido é, então, aquecido e sai do evaporador na forma de vapor, passando, em seguida, por um trocador de calor em contra-corrente, onde recebe uma quantidade adicional de calor a fim de ter seu grau de superaquecimento aumentado. Nesse estado, o fluido passa por uma garrafa acumuladora de líquido para garantir que não haverá entrada de partículas líquidas no compressor. A garrafa acumuladora não é isolada, o que provoca aumento da temperatura do fluido.

O vapor superaquecido recebe trabalho no compressor, passando a uma pressão mais alta, havendo também elevação da temperatura. A seguir, o fluido na forma de vapor, passa pelo condensador. No condensador, o refrigerante rejeita calor para o ar ambiente, que está a uma temperatura cerca de 10-15°C mais baixa e é forçado, por um ventilador, a passar através desse trocador de calor.

Após trocar calor com o ar, o fluido sai do condensador na forma de mistura líquido-vapor, passando então por outra garrafa de líquido. Nessa garrafa, um pescador separa somente o líquido, para que esse siga para um desumidificador e então para o trocador de calor em contra-corrente. Nesse componente, o líquido é sub-resfriado, cedendo calor para o vapor que sai do evaporador para que esse vapor seja superaquecido, como citado anteriormente.

Finalmente, o líquido sub-resfriado segue para a válvula de expansão, onde, sofrendo uma expansão adiabática, é resfriado e passa a uma pressão mais baixa. Um medidor de vazão localizado antes da entrada da válvula de expansão permite a leitura do valor da vazão de refrigerante. Após passar pela válvula de expansão, o fluido retorna ao estado inicial e entra novamente no evaporador, recomeçando o ciclo frigorífico.

## 2.1. A Válvula de Expansão Termostática

O objetivo principal da válvula de expansão é manter constante o superaquecimento do fluido refrigerante no evaporador, utilizando como variável controladora a vazão do fluido refrigerante na entrada do evaporador. Além disso, a válvula de expansão provoca queda na pressão, e conseqüentemente na temperatura do fluido de trabalho após a saída do condensador.

A válvula de expansão por superaquecimento altera a vazão de refrigerante líquido na entrada do evaporador em função da taxa de evaporação, ou seja, através da ação do superaquecimento do gás de aspiração sobre a válvula.

A Figura 2 apresenta um diagrama esquemático da válvula. Sempre que ocorrer um superaquecimento no evaporador, a temperatura na saída do evaporador sobe, causando aumento na temperatura do bulbo. O fluido que está em contato com o bulbo expande e força o diafragma para baixo, causando abertura da válvula. Com o aumento da vazão na válvula de expansão, e, conseqüentemente, no evaporador, o grau de superaquecimento inicial é restabelecido (Stoecker, 1985).

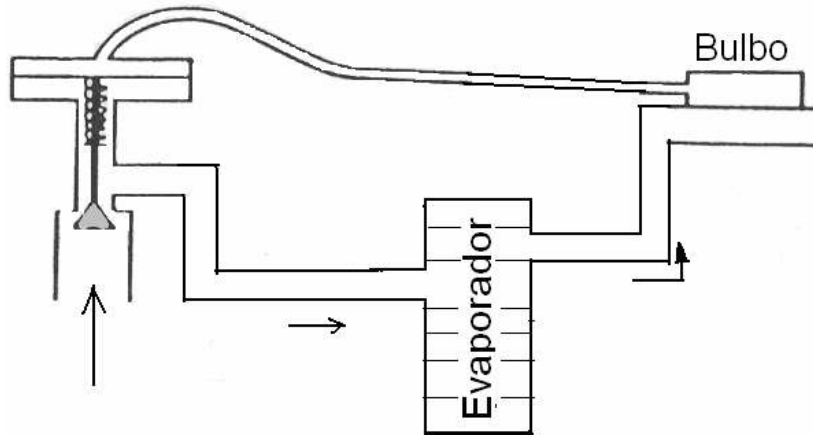


Figura 2. Diagrama esquemático da válvula de expansão controlada por superaquecimento.

Uma das funções da válvula de expansão termostática é manter aproximadamente constante a quantidade de refrigerante líquido dentro do evaporador. Se a quantidade de líquido diminuir, a temperatura do fluido na saída do evaporador aumentará, uma vez que o vapor ficará exposto a uma maior área de troca térmica no evaporador. O aumento de temperatura do vapor superaquecido implicará em um aumento de pressão no bulbo que, por sua vez, irá empurrar o diafragma e conseqüentemente, irá causar a abertura da válvula.

## 3. Modelagem e Identificação de Sistemas

A modelagem matemática consiste em descrever um determinado sistema físico, por meio de equações obtidas a partir das leis físicas que governam o sistema, ou a partir de técnicas de identificação de sistemas. Os modelos matemáticos resultantes dessas técnicas de identificação são conhecidos como empíricos ou “caixa preta”, e são obtidos através da medição experimental das variáveis de entrada e de saída do sistema em estudo. A elaboração de tais modelos consiste na determinação de: (i) a forma da relação matemática para as variáveis de saída em função das variáveis de entrada (a estrutura do modelo), e (ii) os valores experimentais dos coeficientes desta relação.

O modelo matemático dinâmico apresentado neste artigo será do tipo semi-empírico, sendo que foram utilizados conhecimentos relativos à física do processo para se obter a estrutura do modelo e foram realizados experimentos para a determinação dos valores dos coeficientes presentes na equação. Para que se possa selecionar adequadamente a equação da válvula e o tipo de experimento a ser realizado e quais dados serão medidos, é necessário conhecer o funcionamento da válvula termostática, o ciclo de refrigeração e o funcionamento da máquina frigorífica estudada.

### 3.1. O modelo Semi-empírico

Para a escolha da estrutura do modelo, considerou-se que a válvula de expansão termostática se comporta como um processo de primeira ordem, (Bonte, 1983). Portanto, assumiu-se que o seu comportamento pode ser representado por uma função de transferência de primeira ordem (Eq. 1), com um ganho em regime permanente  $k$ , um atraso no tempo  $\theta$ , e uma constante de tempo  $\tau$  (Ogata, 2003). A função de transferência apresentada a seguir representa a relação entre a vazão de fluido refrigerante na saída da válvula  $\dot{m}(s)$  e a perturbação na temperatura do evaporador  $p(s)$ .

$$\frac{\dot{m}(s)}{p(s)} = \frac{k.e^{-\theta s}}{\tau s + 1} \quad (1)$$

Quando o sistema é submetido a uma perturbação degrau, de amplitude igual a diferença de temperatura  $\Delta T$ , obtém-se :

$$\dot{m}(s) = \frac{\Delta T}{s} \frac{k.e^{-\theta s}}{\tau s + 1} \quad (2)$$

A Transformada Inversa de Laplace, aplicada sobre a Eq. 2, fornece a parcela da equação da vazão na válvula de expansão termostática devida às variações na abertura da válvula após a perturbação.

$$\dot{m}(t) = k.\Delta T \cdot \left( 1 - e^{\left(\frac{-(t-\theta)}{\tau}\right)} \right) \quad (3)$$

A esta parcela deve-se somar a equação da vazão na válvula manual uma vez que ela representa a vazão na válvula quando o regime permanente é atingido, na ausência de perturbação ( $\Delta T$  nulo).

$$\dot{m}_{VE}(t) = C \sqrt{(P_{cond}(t) - P_{eb}(t))} \cdot \rho_L \quad (4)$$

Sendo  $P_{cond}$  a pressão na saída do condensador,  $P_{eb}$  a pressão de ebulição,  $\rho_L$  é a densidade do fluido refrigerante e  $C$  é a constante da válvula. Obtém-se assim, a seguinte equação para representar o comportamento da válvula de expansão termostática:

$$\dot{m}_{VET}(t) = \dot{m}_{VE}(t) + \Delta T.k \cdot \left( 1 - e^{\left(\frac{-(t-\theta)}{\tau}\right)} \right) \quad (5)$$

ou seja,

$$\dot{m}_{VET}(t) = C \sqrt{(P_{cond}(t) - P_{eb}(t))} \cdot \rho_L + \Delta T.k \cdot \left( 1 - e^{\left(\frac{-(t-\theta)}{\tau}\right)} \right) \quad (6)$$

Caso o tempo de observação ( $t$ ) seja menor ou igual ao atraso, a vazão na válvula de expansão é representada pela Eq. 4. Caso o tempo seja maior que o atraso, deve-se considerar a Eq. 6.

Desta forma, obteve-se a equação que descreve o comportamento da válvula de expansão termostática. É necessário obter os parâmetros desta equação, e deve-se primeiramente conhecer a constante  $C$  da válvula. Para tanto, Bonte (1983) sugere que ensaios em regime estacionário sejam feitos, uma vez que essa constante é independente das condições de operação que ocorrem durante o comportamento dinâmico. Experimentalmente, a constante  $C$  pode ser obtida medindo-se a vazão na válvula e as pressões de condensação e de ebulição, conforme apresenta a Eq. 7.

$$C = \frac{\dot{m}_{VE}(\infty)}{\sqrt{(P_{cond}(\infty) - P_{eb}(\infty))} \cdot \rho_L} \quad (7)$$

Também os valores  $k$ ,  $\theta$  e de  $\tau$  são obtidos através da análise dos dados e gráficos obtidos experimentalmente. Existem vários métodos para a obtenção desses valores (Aguirre, 2000). O método adotado considera que  $\theta$  é um atraso puro de tempo, igual ao período decorrido entre a aplicação do degrau e o início da resposta do sistema à entrada; enquanto  $\tau$ , constante de tempo do sistema, é o tempo que o sistema leva para que a resposta saia do valor que tinha antes da aplicação do degrau e chegue a 63,2% da variação. A Figura 3 apresenta uma curva de resposta típica para um sistema de primeira ordem, quando o mesmo é submetido à uma perturbação degrau.



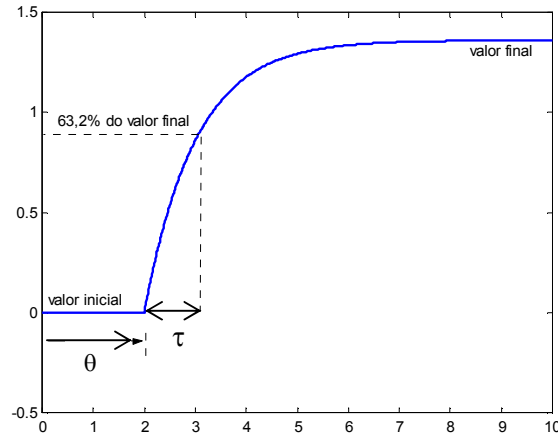


Figura 3 : Resposta ao degrau de um sistema de primeira ordem

O valor do ganho em regime permanente,  $k$ , é a relação entre a variação ocorrida na resposta e a variação ocorrida na perturbação. Para o caso em questão,  $k$  é obtido através da Eq. 3, fazendo o tempo  $t$  tender para infinito. Obtém-se, portanto,

$$k = \frac{\Delta \dot{m}_{VET}}{\Delta T} \quad (8)$$

No caso,  $\Delta \dot{m}_{VET}$  é a variação que ocorre na vazão da válvula (resposta) devido à variação na temperatura,  $\Delta T$  (perturbação), e ambos serão obtidos experimentalmente.

#### 4. Metodologia Experimental

Para que os valores dos parâmetros experimentais da equação que descreve a vazão de fluido refrigerante na válvula de expansão termostática pudessem ser avaliados, foram realizados ensaios no banco de testes descrito na seção 2, que envolviam o monitoramento do comportamento de algumas grandezas do ciclo da máquina frigorífica quando a temperatura de ebulição do fluido R-12, no evaporador, sofresse uma variação do tipo degrau. Essa perturbação é causada no fluido através do aquecimento do ar que atravessa o evaporador. São apresentadas, a seguir, as adaptações introduzidas no banco de testes, com o objetivo de se provocar a perturbação degrau no fluido.

##### 4.1. Dispositivo para Aplicação da Perturbação Degrau

O banco de testes no qual foram realizados os ensaios conta com dois evaporadores. Nos ensaios feitos para o presente trabalho, apenas o evaporador 2 foi utilizado (todas as válvulas do circuito que direcionam o fluido para o evaporador 1 ficaram fechadas). Os ventiladores dos evaporadores 1 e 2 são iguais, conforme mostrado na Fig.1, no entanto foram feitas adaptações apenas para o evaporador 2, uma vez que apenas este foi utilizado.

O sistema de aquecimento do fluido instalado no banco de testes tem que possibilitar uma elevação de temperatura uniforme do ar que entra no evaporador. Para que o aquecimento do ar fosse uniformizado, foi proposta a instalação de uma resistência elétrica de dimensão aproximadamente igual ao diâmetro das pás do ventilador, que fosse posicionada entre o ventilador e o evaporador. Dessa forma, o ar na descarga do ventilador seria aquecido de forma uniforme.

Assim, foi elaborada uma solução através de um suporte, no qual o ventilador foi fixado, e que é também a estrutura para o cilindro que direciona o fluxo de ar e serve de base para a fixação da resistência elétrica. Para o cilindro de condução do ar, foi utilizada uma seção de tubo de PVC, de oito polegadas de diâmetro.

A resistência elétrica foi calculada para provocar uma elevação de 20°C na temperatura do ar. O dimensionamento foi feito conforme as equações listadas a seguir.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar} \cdot c_{par} \cdot \Delta T \quad (09)$$

$$\dot{m}_{ar} = \dot{V}_{ar} \cdot \rho_{ar} \quad (10)$$

$$\dot{V}_{ar} = V_{ar} \cdot A_{seção} \quad (11)$$

$$P = V \cdot i \quad (12)$$

$$V = R \cdot i \quad (13)$$

Para uma estimativa da vazão imposta pelo ventilador, foi realizado um experimento simples. O ventilador foi posicionado em uma das extremidades de um tubo de diâmetro igual a 160 mm, e mediu-se, com um anemômetro, a velocidade do ar a uma distância de aproximadamente 160 mm da extremidade oposta do tubo. Nestas condições, a velocidade medida foi de 3 m/s.

Assim, com os valores obtidos do experimento descrito acima e com os dados de densidade e capacidade calorífica do ar ( $\rho_{ar} = 1,2 \text{ kg/m}^3$  e  $c_{p_{ar}} = 1,006 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ ), foi possível calcular a potência a ser dissipada pela resistência, e portanto, a resistência (em ohms), que ela deve ser instalada é de 11,12  $\Omega$ :

Para atender a essa necessidade,  $R = 11,12 \Omega$ , foi feita uma espira de 6 mm de diâmetro, a partir de 5,5 m de uma resistência com uma resistência do fio de 2,09  $\Omega/\text{m}$  e diâmetro do fio de 0,9 mm. Ajustes finos do valor da resistência poderiam ser feitos durante a montagem e ligação elétrica. A Figura 4(a) apresenta a disposição do fio de resistência montada no interior do cilindro. Atrás da resistência vêem-se os tubos e aletas do evaporador 2.

Foi feito um furo no cilindro de PVC, na porção mais próxima ao evaporador, para posicionamento de um termopar para medição da temperatura do ar insuflado. A resistência foi fixada no interior do cilindro, de forma a cobrir a maior área possível de escoamento de ar e foi ligada, por fiação adequada, a um disjuntor de 20 A, que é ligado diretamente na rede. A Figura 4.(b) apresenta a montagem resultante.

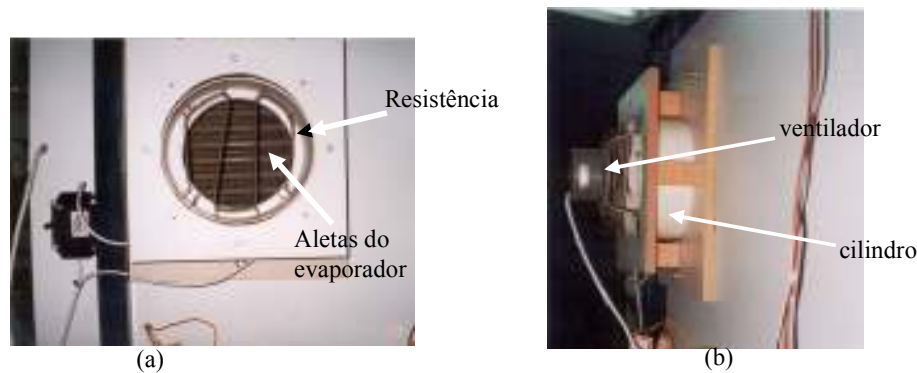


Figura 4. Dispositivo para aplicação da perturbação.

## 5. Ensaios para obtenção dos valores dos parâmetros experimentais

Para que fossem obtidos os valores dos parâmetros da equação da vazão na válvula de expansão termostática, foram realizados ensaios, nos quais foram monitoradas as temperaturas do fluido refrigerante na entrada e na saída do evaporador, a temperatura do ar insuflado, a vazão de fluido R-12, as pressões de condensação e ebulição e a temperatura ambiente. As temperaturas foram medidas através de termopares. A vazão foi medida através de um rotâmetro. As pressões de condensação e de ebulição foram medidas através de manômetros posicionados na aspiração e na descarga do compressor. Para o monitoramento e armazenamento de tais grandezas, os sensores foram conectados a uma placa de aquisição de dados, que enviava os sinais para um computador, de forma que tais dados pudessem ser gravados em um arquivo para análise posterior.

Os ensaios realizados consistiram, basicamente, de três etapas: (1) Procedimento para ligar a máquina e monitoramento do regime transiente até que o regime permanente fosse estabelecido; (2) Perturbação do tipo degrau na temperatura do ar insuflado no evaporador e monitoramento das grandezas de interesse até o estabelecimento de um novo ponto de operação; (3) Desligamento da resistência elétrica e monitoramento do retorno das grandezas de interesse para o ponto de operação original. As etapas 1 e 3 duraram, dez minutos, já a etapa 2 durou 20 minutos, que corresponde ao tempo durante o qual a perturbação foi aplicada. Durante as três etapas os dados foram medidos e registrados.

Os gráficos gerados, de perturbação tipo degrau na temperatura do ar e temperatura de ebulição no evaporador, são apresentados na Fig. 5. E a Figura 6 apresenta o comportamento da vazão do fluido R-12.

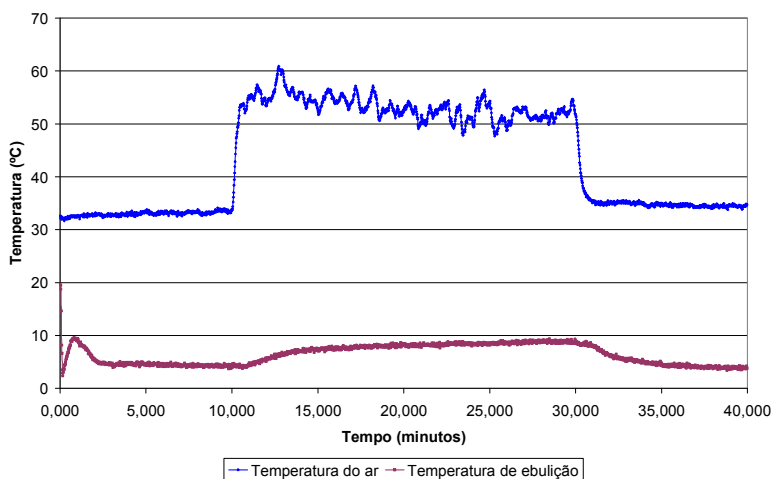


Figura 5: Temperaturas medidas durante o ensaio

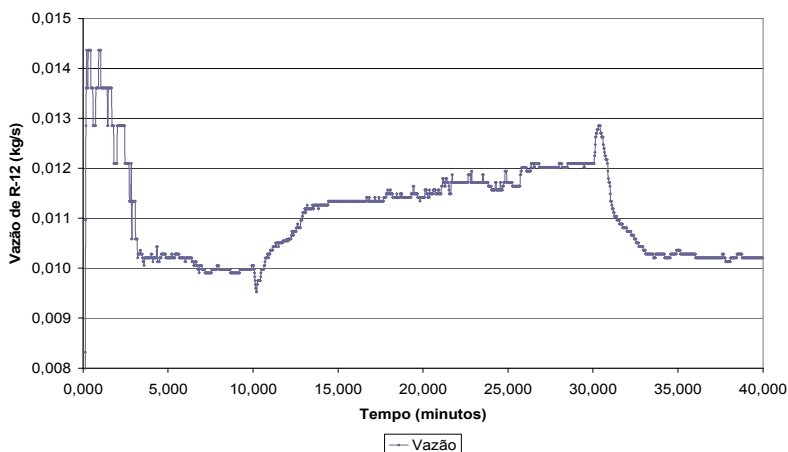


Figura 6 : Vazão do Fluido de Refrigeração R-12

Também a temperatura na saída do evaporador foi medida, que é a temperatura que indica o grau de superaquecimento. O resultado é apresentado na Fig. 7.

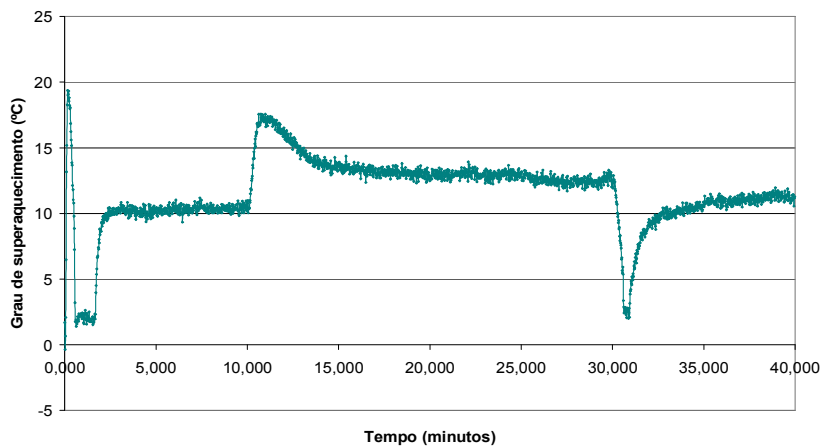


Figura 7: Grau de Superaquecimento

## 6. Cálculo do coeficiente C e dos parâmetros k, $\theta$ e $\tau$ .

O coeficiente C da válvula é calculado utilizando a Eq. 7 e os valores medidos em regime permanente antes de se aplicar a perturbação, apresentados na Tab 1. O valor da densidade do fluido R-12,  $\rho_L$  foi obtido através do software CATT (Sonntag et al., 1996) e seu valor é 1211,534 kg/m<sup>3</sup>. Utilizando estes dados, o coeficiente C obtido foi de 0,000003088 m<sup>2</sup>.

Tabela 1 : Valores medidos em regime permanente

Grandeza	Valores Medidos
Temperatura ambiente	34,0°C
Pressão de Condensação	1216,03 kPa
Pressão de ebulição	354,2 kPa
Vazão $\dot{m}_{VE}$	0,0100 kg/s

Os parâmetros k,  $\theta$  e  $\tau$  foram obtidos como descrito na seção 3.1. Foram utilizados os resultados apresentados na Fig. 5 (perturbação  $\Delta T$ ) e Fig. 6 (vazão) para o cálculo destes parâmetros. Os valores obtidos foram :

$$k = 0,000152$$

$$\theta = 11$$

$$\tau = 807,839$$

Substituindo os valores obtidos na equação da válvula de expansão termostática, obtém-se o seu modelo matemático dinâmico semi-empírico, apresentado na Eq. (14).

$$\dot{m}_{VET}(t) = 0,3088 \cdot 10^{-6} \sqrt{(P_{cond}(t) - P_{eb}(t)) \cdot \rho_L} + \Delta T \cdot 0,000152 \cdot \left( 1 - e^{\frac{-(t-11)}{807,839}} \right) \quad (14)$$

## 7. Validação do modelo da válvula

Foi realizado um segundo ensaio, onde os dados coletados foram utilizados no procedimento de validação do modelo matemático obtido. Procurou-se realizar um ensaio com condições de operação próximas ao do ensaio utilizado para gerar o modelo. Para este novo ensaio, considerando  $P_{cond}$  e  $P_{eb}$  valores medidos em regime estacionário, tem-se a seguinte equação para a válvula termostática

$$\dot{m}_{VET} = 0,0096 + \Delta T \cdot 0,000152 \cdot \left( 1 - e^{\frac{-(t-11)}{807,839}} \right) \quad (15)$$

A partir do modelo proposto na Eq. 15, foi obtido um gráfico (Fig. 8) para comparação entre os valores de vazão experimentais e calculados pelo modelo da válvula. E a partir deste resultado, foi gerado um gráfico dos erros dos valores calculados em relação aos medidos, apresentado na Fig. 9.

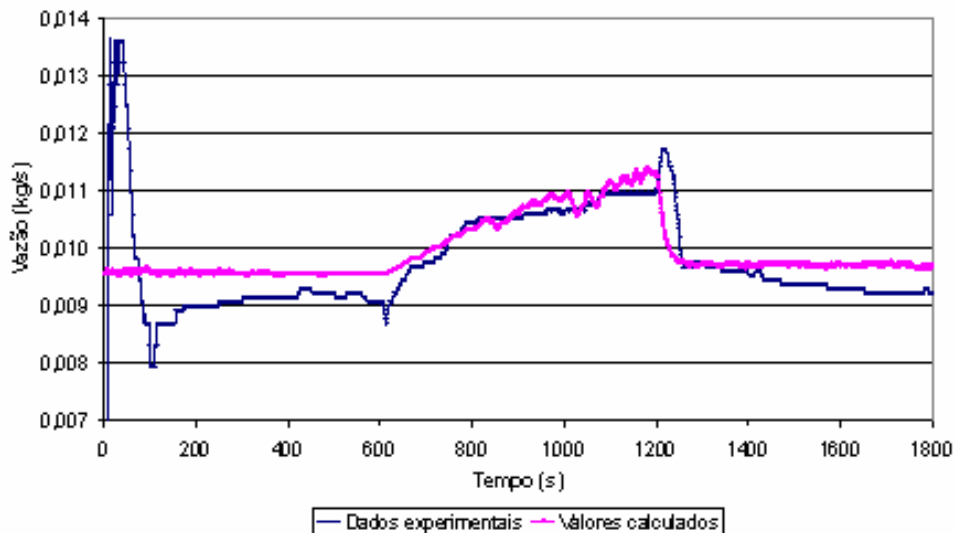


Figura 8: Comparação entre valores experimentais e valores calculados através do modelo.

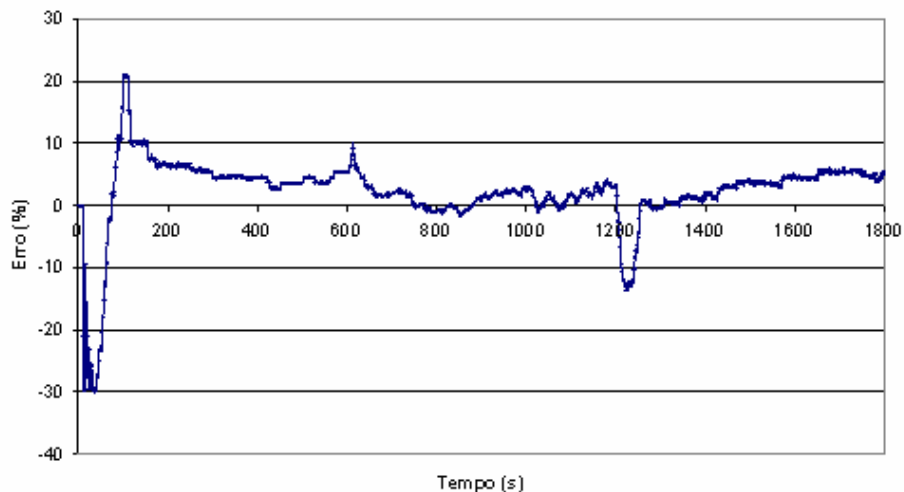


Figura 9: Gráfico do erro percentual dos valores calculados em relação aos dados experimentais,

## 8. Conclusões

Foi desenvolvido um modelo matemático dinâmico, semi-empírico, de uma válvula de expansão termostática. O modelo foi validado, utilizando dados obtidos em um segundo ensaio. Verifica-se que os gráficos obtidos reproduzem o comportamento real da vazão. Foram obtidos os erros relativos ao modelo, comparando os valores calculados a aqueles obtidos dos experimentos. Na faixa de interesse, verificou-se que esses erros não excederam 10%. Assim, conclui-se que o modelo obtido atende ao objetivo inicial, possibilitando uma simulação adequada do comportamento da válvula de expansão termostática estudada, no domínio da faixa de operação utilizada no processo de identificação.

## 9. Referências

- Aguirre, L. A., 2000, "Introdução à Identificação de Sistemas - Técnicas Lineares e não Lineares Aplicadas a Sistemas Reais", Editora UFMG. Belo Horizonte, Brasil, 549p.
- Bonte, A., Veldhoven, B. V., 1983, "Dynamic Behaviour of a Refrigerating Plant". In: International Congress of Refrigeration, XVI, Paris, France, P.845-851.

- Faria, R. N., 2004, "Avaliação do Comportamento de uma Máquina Frigorífica com Controle do Grau de Superaquecimento por Válvulas Termostática e Eletrônica", Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia da UFMG, Belo Horizonte, Brasil, 107p.
- Maia, A. A. T., 2005, "Estudo Experimental do Comportamento Transiente do Conjunto Evaporador-Válvula de Expansão", Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Escola de Engenharia da UFMG, Belo Horizonte, Brasil, 71 p.
- Ogata, K., 2003, "Engenharia de Controle Moderno". Quarta Edição. Editora Pearson, 788p.
- Sonntag, R. E.; Borgnakke, C.; Park, K. K.; Park, Y. M.; CATT 2, 1996, "Computer-Aided Thermodynamic Tables 2". Versão 1.0a. John Wiley & Sons, Inc.
- Stoecker, W. F., Jones, J.W., 1985, "Refrigeração e Ar Condicionado", Makron Books do Brasil Editora, São Paulo 481p.
- Van Wylen, G. J., Sonntag, R. E., Borgnakke, C., 1998, "Fundamentos da Termodinâmica". 5.ed. São Paulo: Editora Edgard Blücher, 537p.

#### **DEVELOPMENT OF A SEMI-EMPIRICAL MODEL OF A THERMOSTATIC EXPANSION VALVE**

Giovanna Fabris

Mechanical Engineering Department – Federal University of Minas Gerais –  
Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais

Gilva Altair Rossi de Jesus

Mechanical Engineering Department – Federal University of Minas Gerais  
Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais  
gilva@ufmg.br

Jose Maria Galvez

Mechanical Engineering Department – Federal University of Minas Gerais  
Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais  
jmgalvez@terra.com.br

Luis Machado

Mechanical Engineering Department – Federal University of Minas Gerais  
Avenida Antônio Carlos 6627 – Campus da Pampulha – CEP 31270-901 – Belo Horizonte - Minas Gerais  
lmachado@ufmg.br

#### **Abstract**

This article aims to obtain the dynamic mathematical model of a thermostatic expansion valve. The thermostatic valve is part of a refrigeration system, and it is necessary some experimental tests to obtain the mathematical model parameters. During these tests, some variables are measured when the ebullition temperature of the fluid in the evaporator suffered a step disturbance. This disturbance was caused through the heating of the air that crosses the evaporator. Based on the experiments registrations and using identification techniques, the model parameters were obtained. The obtained model was used to calculate the refrigeration flow values, and then, it were obtained the model errors, comparing the values calculated with those obtained in experiments. It was verified that those errors didn't exceed 10%. Thus, this model produces acceptable simulation of the expansion thermostatic valve behavior.

Keywords: Thermostatic Expansion Valve, Systems Identification, Mathematical Models.

## MODELAMENTO E SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO E DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM MOTORES ELÉTRICOS

### Thiago Voigdlener

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
88040-900, Florianópolis, SC, Brasil  
Fone/Fax: (48) 334 5166  
e-mail: [thiago@polo.ufsc.br](mailto:thiago@polo.ufsc.br)

### Alvaro Toubes Prata

Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina  
88040-900, Florianópolis, SC, Brasil  
Fone/Fax: (48) 334 5166  
e-mail: [prata@polo.ufsc.br](mailto:prata@polo.ufsc.br)

**Resumo.** A predição da distribuição de temperatura de uma máquina elétrica girante é tão importante quanto a predição do seu rendimento. Apesar da importância de se conhecer a temperatura no interior de máquinas elétricas girantes a literatura disponível não apresenta metodologias que possibilitem obter tal informação de forma satisfatória, que façam uso do estado da arte referente ao conhecimento disponível em escoamento e transferência de calor. Este artigo apresenta o desenvolvimento de um modelo térmico híbrido para determinar a distribuição de temperatura em um motor elétrico de indução, operando em regime permanente. O modelo térmico híbrido consiste na combinação de parâmetros térmicos globais e de parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina. Na análise da distribuição da temperatura é de fundamental importância o conhecimento de dois parâmetros principais: a distribuição das perdas (fontes de calor) envolvidas na máquina, e no presente artigo estas perdas são avaliadas através de ensaios elétricos e distribuídas no estator e no rotor; e o coeficiente convectivo da superfície externa da máquina, obtido através dos resultados do modelo numérico utilizado na simulação do escoamento e transferência de calor desta superfície através do método de volumes finitos. O modelo proposto é aplicado para um motor de indução trifásico (37 kW, 440 V e 4 pólos). A validação do modelo é obtida através dos dados experimentais de temperatura em pontos estratégicos nas diferentes partes do motor. A maioria das temperaturas são previstas com desvios entre um ou dois graus. Empregando o modelo térmico híbrido, uma análise de sensibilidade é realizada indicando que o parâmetro mais crítico no resfriamento do motor é o coeficiente convectivo de transferência de calor em sua superfície externa. Medições e cálculos exploram a não uniformidade do coeficiente de transferência de calor local da carcaça do motor para o ar ambiente e seu impacto na temperatura do motor.

*Palavras chave:* Modelo Térmico Híbrido, Motor de Indução, Máquina Elétrica.

### 1. Introdução

Em um motor de indução, uma máquina robusta e de construção simples, a vida útil depende quase que exclusivamente da vida útil do isolamento elétrico. Este isolamento é afetado por muitos fatores, como a temperatura de trabalho, umidade, ambientes corrosivos e outros. Dentre todos os fatores, o mais importante é, sem dúvida, a temperatura de trabalho dos materiais empregados.

Cada material empregado como isolante tem uma certa temperatura de operação a qual suas funções são exercidas confiavelmente em um período suficientemente longo, compatível com a vida esperada da máquina. Um pequeno aumento da temperatura de operação reduz a vida útil do material do isolamento significativamente. A vida útil do isolamento refere-se ao envelhecimento gradual do material isolante que se torna ressecado, perdendo o poder isolante, até que não suporte mais a tensão aplicada e produza o curto-circuito, inutilizando o motor como um todo.

A experiência mostra que a vida do isolamento tem valores elevados se a sua temperatura for mantida abaixo de um certo limite. Acima deste valor limite, a vida útil da isolação torna-se cada vez mais curta à medida que a temperatura de trabalho aumenta. Este limite de temperatura é muito mais baixo que a temperatura de “queima” do isolante e depende da classe do isolamento (para o motor a ser analisado no presente trabalho, a classe do isolamento é a classe F, que admite temperatura do ponto mais quente de 155 °C). Por esta razão, o que limita a carga máxima admissível em uma máquina elétrica é a temperatura admitida pelos materiais do isolamento utilizados. Isto destaca a importância da exata predição da temperatura de operação das diversas partes da máquina.

Assim como a redução da vida útil do sistema de isolamento, um aumento excessivo da temperatura de operação da máquina pode também afetar desfavoravelmente os componentes mecânicos. Por exemplo, um comutador pode perder sua forma geométrica regular, uma junta soldada pode quebrar, um rolamento pode falhar, etc. Isto, novamente, enfatiza a importância do projeto térmico de tais equipamentos.

O projeto térmico de máquinas elétricas invoca não somente o projeto do sistema de isolamento, mas também do sistema de resfriamento e ventilação. O objetivo do resfriamento e ventilação está intimamente ligado ao tipo de

enclausuramento utilizado na máquina elétrica. Enquanto o sistema de resfriamento é responsável por estabilizar a temperatura das várias partes da máquina, o enclausuramento fornece proteção a ela contra efeitos nocivos. Em anos recentes, o projeto térmico de máquinas elétricas tem sido visto com muito interesse, de forma a possibilitar uma melhor utilização de materiais ativos da máquina sem a deterioração do seu rendimento.

Muitas metodologias são usadas para prever a distribuição de temperatura de um motor elétrico. Porém, a complexidade do sistema em estudo, as diversas fontes de calor distribuídas e os diferentes materiais que compõem um motor elétrico dificultam sua solução.

Modelos térmicos baseados em circuitos elétricos equivalente que exploram os conceitos físico e matemático da resistência térmica para modelar a transferência de calor e prever a distribuição de temperatura em um motor elétrico de indução são comumente encontrados na literatura.

Um bom exemplo para citar a aplicação deste modelo térmico para o projeto de resfriamento de máquinas de indução industriais é o trabalho de Mellor et al. (1991), onde o motor de indução foi dividido em dez regiões e o circuito térmico resultante contém um número igual de nós. O valor do coeficiente de transferência de calor por convecção entre a carcaça e o ar externo foi determinado diretamente por testes experimentais. Os coeficientes de transferência de calor por convecção livre e forçada foram determinados pelo teste com rotor bloqueado reduzida a voltagem e pelo teste com carregamento constante, respectivamente. Após o equilíbrio térmico alcançado, o coeficiente de transferência de calor foi obtido pela diferença de temperatura carcaça-ambiente e das perdas do motor. Obviamente, a determinação dos coeficientes de transferência de calor por testes somente é possível para máquinas existentes.

Mukhopadhyay e Pal (1998), estimaram a distribuição de temperatura de um motor de indução usando um modelo térmico com fontes de calor distribuídas. Este modelo combinou parâmetros térmicos distribuídos e agregados obtidos das dimensões do motor e outras constantes térmicas. O modelo utilizou resistências, e capacitâncias térmicas distribuídas com fontes de calor alocadas convenientemente em pontos nodais. O modelo pode prever tanto o acréscimo da temperatura em regime transiente, quanto a sua distribuição de temperatura em regime permanente. Para a transferência de calor da carcaça para o exterior, os autores utilizaram um coeficiente de transferência convectiva de calor escolhido como sendo  $97,1 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ . No contato entre a chapa do estator e a carcaça, a resistência térmica foi calculada por  $R_{1c} = r_{1c} / A_c$ , onde  $r_{1c}$  é a resistência térmica de contato que depende dos materiais envolvidos, rugosidade das superfícies, pressão de contato, espaços vazios ocupados e temperatura;  $A_c$  é a área de contato. O valor de  $r_{1c}$  foi escolhido como sendo  $0,0005 \text{ (m}^2 \cdot ^\circ\text{C)/W}$ . O modelo foi aplicado para um motor de indução trifásico pequeno (1,5 kW e 415 V). Os resultados previstos pelo modelo foram confirmados por dados de temperatura experimentais da carcaça e bobina do motor.

Outro exemplo desta metodologia é o trabalho de Bousbaine (1999), que modelou termicamente um motor de indução utilizando parâmetros agregados da máquina. O modelo baseou-se em dados dimensionais, constantes térmicas e físicas, e características de transferência de calor ou experimentais ou publicadas na literatura. Para analisar os processos de transferência de calor na máquina elétrica, uma geometria idealizada foi escolhida e dividida em elementos básicos agregados. No cálculo das resistências térmicas equivalentes do modelo alguns coeficientes térmicos foram necessários. Dependendo da natureza do coeficiente, estes foram obtidos experimentalmente ou analiticamente. Os resultados do modelo térmico foram checados com dados experimentais de temperatura obtidos em um motor de indução trifásico TEFC de 4 kW, 4 pólos e 415 V. Os resultados se mostraram concordantes e a maior discrepância ocorreu na interface entre a cabeça da bobina e o ar onde possivelmente os efeitos da convecção não foram adequadamente quantificados.

Dentre todos estes trabalhos apresentados nenhum deles apresenta uma metodologia que possibilite a obtenção do coeficiente de transferência de calor da superfície externa do motor para que este possa ser utilizado genericamente. Trata-se de motores de potências distintas e seus modelos utilizam diferentes valores de coeficientes de transferência de calor da carcaça para o ambiente, obtidos experimentalmente através da elevação da temperatura da carcaça e das perdas elétricas que atuam no interior do motor.

Hay et al. (1993) realizaram um trabalho que discute as diversas situações de transferência de calor que existem em varias partes de um motor elétrico de indução, e sugerem algumas correlações para cada situação. Porém, para a transferência de calor na superfície externa aletada do motor não existe sugestão alguma. Eles afirmam que para a determinação deste coeficiente é necessário o conhecimento da configuração do escoamento que incide sobre a superfície externa aletada do motor. A maior dificuldade é que o ar que provem do ventilador tem uma rotação significativa, e que o escoamento que incide sobre as aletas possui um ângulo que gera o espalhamento deste escoamento.

O presente artigo apresenta o desenvolvimento de um circuito térmico híbrido para analisar a distribuição de temperatura em um motor elétrico. O modelo térmico híbrido consiste em um circuito térmico equivalente que envolve a combinação de parâmetros térmicos globais do motor com parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina.

Na análise da distribuição de temperatura é de fundamental importância para o sucesso do modelo o conhecimento de dois parâmetros principais: a distribuição das perdas internas (fontes de calor) envolvidas na máquina, e os coeficientes convectivos de transferência de calor entre as superfícies sólidas e o ar.

As perdas internas envolvidas na máquina são avaliadas através de cálculos e softwares eletromagnéticos utilizados simultaneamente com ensaios elétricos específicos e distribuídas no estator e no rotor.



Já os cálculos dos coeficientes convectivos de transferência de calor usados no modelo são obtidos por correlações específicas simplificadas para cada caso, avaliando a geometria envolvida, as condições do escoamento do fluido adjacente, e as propriedades termofísicas do fluido. O coeficiente de transferência de calor que mais influencia a distribuição de temperatura é o coeficiente de transferência de calor da superfície externa aletada do motor, já que cerca de 75% de todo o calor gerado no interior do motor elétrico de indução é dissipado por esta região, conforme observado por Yoon et al. (1997).

Para garantir a validação do modelo desenvolvido buscou-se aqui a solução detalhada do escoamento e da transferência de calor da superfície externa do motor através de modelos numéricos, permitindo, além da obtenção da correlação apropriada, identificar a importância do direcionamento do ar responsável pela transferência de calor da superfície no resfriamento do motor.

## 2. Parâmetros térmicos globais

O calor gerado internamente no motor é transferido internamente de uma parte da máquina para outra, e para o meio externo pela associação dos processos de condução, convecção e radiação. A condução é o mecanismo predominante na transferência de calor do ponto de geração para a superfície externa. Da superfície externa para o ambiente atuam a convecção e a radiação.

Todos estes mecanismos de transferência de calor são introduzidos no circuito térmico equivalente por intermédio de resistências térmicas associadas à parte do motor e a cada modo de transferência de calor.

## 3. Parâmetros térmicos distribuídos

A divisão de uma máquina elétrica em componentes elementares fornece simplicidade ao modelo e qualidade na informação obtida. Para a análise da transferência de calor em um motor elétrico de indução, deve-se idealizar uma geometria e dividi-la levando em consideração os seguintes aspectos:

- temperaturas que se deseja obter;
- perdas internas (fontes de calor);
- propriedades físicas;
- parâmetros geométricos.

O presente modelo foi idealizado dividindo o motor nos seguintes elementos térmicos básicos (componentes), conforme mostrado na Fig. 1: (1) eixo, (2) coroa do rotor, (3) ranhuras do rotor, (4) conjunto de barras do rotor, (5) anel de curto, (6) dentes do estator, (7) coroa do estator, (8) enrolamento de cobre, (9) isolantes, (10) cabeça da bobina, (11) tampas, (12) carcaça. Para cada elemento, resistências térmicas foram definidas levando em conta os parâmetros geométricos e propriedades físicas dos materiais envolvidos.

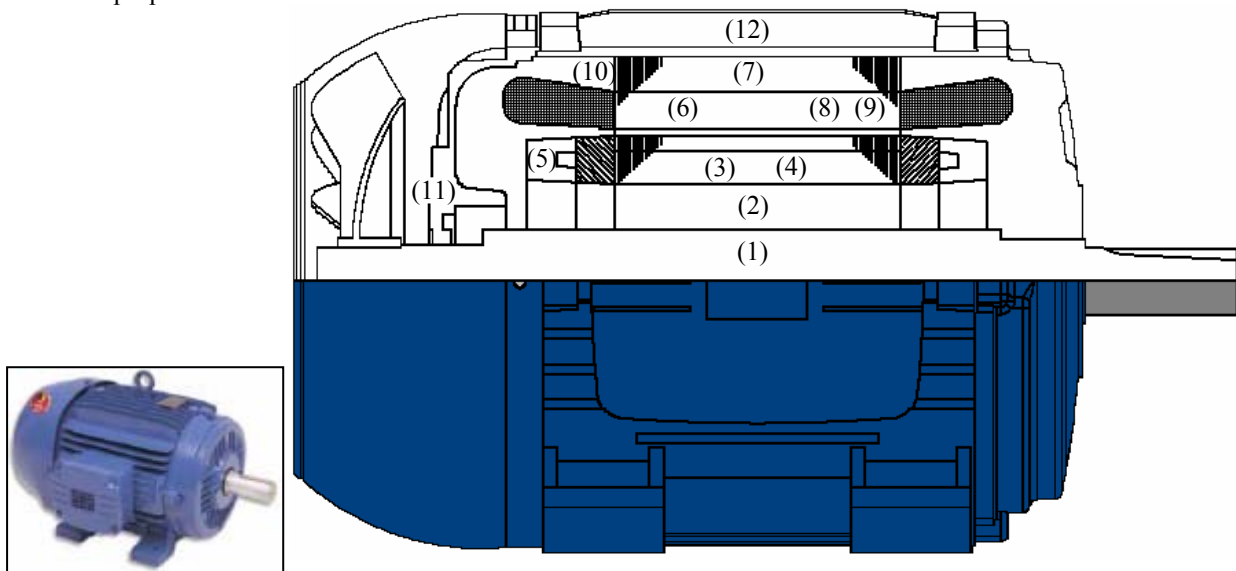


Figura 1. Subdivisão do motor em elementos térmicos básicos.

## 4. Formulação do modelo térmico híbrido

Em regime permanente, a forma apropriada da equação da condução de calor é:

$$k_x \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + k_y \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + q^* = 0 \quad (1)$$

onde  $k_x$  e  $k_y$  são as condutividades térmicas ao longo da direção  $x$  e  $y$ , respectivamente,  $T$  é a temperatura,  $q^*$  é a geração interna de calor por unidade de volume.

A Equação 1 pode ser expressa para um ponto nodal central 1, em termos dos pontos nodais adjacentes 2, 3, 4 e 5, como:

$$\frac{T_2 - T_1}{R_1} + \frac{T_3 - T_1}{R_2} + \frac{T_4 - T_1}{R_3} + \frac{T_5 - T_1}{R_4} + q_0 = 0 \quad (2)$$

onde  $T_i$  representa a temperatura no ponto nodal  $i$ ,  $q_0$  é a fonte de calor no ponto nodal  $i$ , e  $R_i$  representa a resistência térmica entre os pontos  $i$  e  $i+1$ .

Desta forma, pontos nodais são atribuídos a diferentes elementos do motor, e as resistências térmicas, determinadas para cada elemento, são localizadas entre os pontos nodais. A localização correta das fontes de calor (perdas internas do motor) é de fundamental importância para o sucesso do modelo. Uma vez que tais fontes de calor encontram-se distribuídas, cuidados especiais precisam ser tomados na correta localização das mesmas, conforme explorado posteriormente.

As resistências térmicas envolvidas no modelo são equacionadas segundo o mecanismo de transferência de calor, podendo ser uma resistência térmica de condução, convecção, ou radiação.

O modelo térmico híbrido desenvolvido para determinar a distribuição de temperatura nos diferentes componentes do motor é mostrado na Fig. 2.

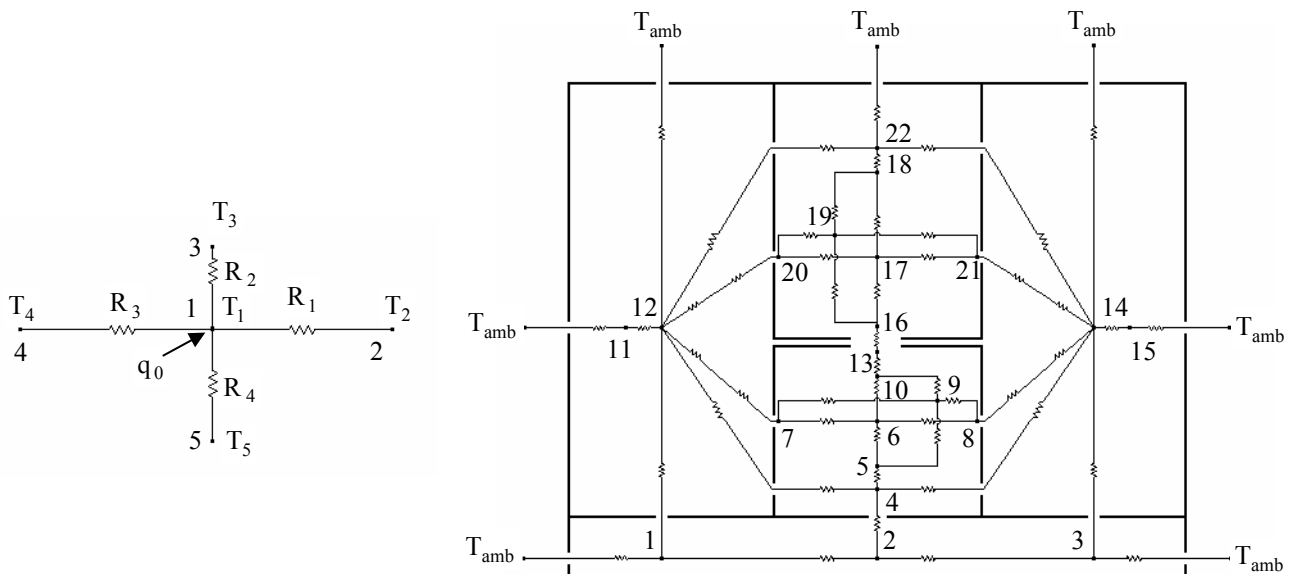


Figura 2. Modelo Térmico Híbrido do motor de indução.

O nível de detalhamento do modelo é determinado pelo número de pontos nodais. Para cada ponto nodal uma equação similar a Eq. 2 é utilizada para determinar o valor de temperatura neste ponto. Quanto maior o nível de detalhamento, maior o número de equações a serem resolvidas.

No presente estudo é assumido que o motor possui simetria axial e portanto apenas as direções axial e radial são consideradas para a transferência de calor.

## 5. Transferência de calor por condução

O motor pode ser considerado como a combinação de cilindros coaxiais concêntricos (eixo, coroa do rotor, coroa do estator e carcaça) e segmentos de arco cilíndricos (conjunto de barras do rotor, ranhuras do rotor, dentes do estator, enrolamento de cobre e isolantes).

Desde que a variação de temperatura circunferencial seja desprezada, o que é correto afirmar em uma primeira aproximação, a transferência de calor por condução é somente nas direções radial e axial. Assumindo que o fluxo de calor nestas direções são completamente independentes, o modelo térmico é composto por resistências térmicas radiais (em todos os componentes citados acima) e resistências térmicas axiais (que além dos citados acima, inclui-se o anel de curto, a cabeça de bobina e as tampas).

Para o modo de transferência de calor por condução, as resistências térmicas radiais e axiais dependem das dimensões do componente e da condutividade térmica do material usado (dimensão analisada para um quadrante do

motor). As expressões utilizadas no cálculo destas resistências são da forma  $R_r = \ln(r_e/r_i)/((\pi/2) \cdot k_r \cdot L)$  e  $R_a = L/(k_a \cdot A_a)$ , respectivamente, para as direções radial e axial.

Para a resistência avaliada no eixo do motor utiliza-se uma metodologia particular, onde a equação da condução é resolvida analiticamente, conforme em Voigdlener (2004).

A Tabela 1 apresenta os valores de condutividade térmica usados no equacionamento das resistências térmicas de condução para cada componente do motor. Os valores de condutividade térmica foram obtidos de Incropera e De Witt (1992), exceto para o aço usicore e os isolantes que foram obtidos a partir de informações disponibilizadas pelos fabricantes.

Para os pacotes de chapas laminadas do estator e rotor (Aço Usicore 360I) assumiu-se que estes seriam corpos homogêneos com condutividade térmica anisotrópica. Os valores das condutividades térmicas na direção axial ( $k_r$  e  $k_a$ ) foram obtidos de Bousbaine (1999).

Um outro aspecto importante na transferência de calor por condução se refere às resistências térmicas de contato. As resistências térmicas de contato são difíceis de serem determinadas e têm sido objeto de extensa investigação. A resistência térmica de contato estator-carcaça impede a transferência de calor entre as principais fontes térmicas (enrolamento e chapas) e o meio ambiente. Portanto, esta tem um apreciável efeito na distribuição de temperatura do motor e não pode ser ignorada.

Esta resistência térmica de contato é uma função principalmente das características físicas e mecânicas das duas superfícies, da força de compressão na qual o estator e a carcaça estão unidos, e da temperatura média de operação do motor. Valores medidos de resistências térmicas de contato entre pacotes de chapas (representando o estator) e blocos contínuos (representando a carcaça) submetidos a diferentes condições podem ser encontrados em Hamdi (1994). Três pacotes de chapas com valores de pressão de empacotamento (pressão na qual o pacote de chapas é prensado) de 0,28, 0,56 e 0,84 N/mm<sup>2</sup> foram usados neste trabalho. As medidas foram obtidas para as seguintes condições superficiais dos pacotes de chapas: (1) superfície limpa, (2) superfície corroída e (3) superfície usinada. A pressão de contato entre os pacotes e os blocos (estator e carcaça) foi variada entre o peso de contato (considerado zero) e 0,7 N/mm<sup>2</sup>.

A variação da resistência térmica de contato com a temperatura de operação foi cerca de +1,5% para a variação de 70 a 130 °C. Tal valor é menor do que a incerteza com que a resistência térmica de contato é reportada, e em geral pode ser ignorada a influência da temperatura de operação.

A resistência térmica de contato utilizada no presente modelo foi avaliada a partir dos dados referentes a superfícies corroídas, por ser uma hipótese mais conservadora e comum. Uma expressão que possibilita a determinação da resistência térmica de contato em função das pressões de empacotamento e de contato é:

$$r_c = [54,60 - 72,14 \cdot (p_{emp}) + 36,99 \cdot (p_{emp})^2 - 21,14 \cdot (p_c) + 32,91 \cdot (p_{emp}) \cdot (p_c) - 11,84 \cdot (p_{emp})^2 \cdot (p_c)] \times 10^{-4} \quad (3)$$

onde  $r_c$  é a resistência térmica de contato ((m<sup>2</sup>·°C)/W),  $p_{emp}$  é a pressão de empacotamento (N/mm<sup>2</sup>), e  $p_c$  é a pressão de contato (N/mm<sup>2</sup>). A Equação 3 somente é válida para pressões de empacotamento na faixa de 0,28 a 0,84 N/mm<sup>2</sup> e pressões de contato na faixa de 0 a 0,7 N/mm<sup>2</sup>.

Tabela 1. Condutividades térmicas usadas no modelo.

Componente(s)	Material	Condutividade Térmica (W/m.K)
Eixo	Aço 4140	$k_e = 42$
Coroa/ranhuras do rotor Dentes/coróa do estator	Aço Usicore 360I (radial/axial)	$kr_r = 39 / ka_r = 1,8$ $kr_{es} = 39 / ka_{es} = 1,8$
Conjunto de barras do rotor Anel de curto	Alumínio	$k_{Al} = 204$
Enrolamento de cobre Cabeça da bobina	Cobre	$k_{Cu} = 385$
Isolantes	Classe F	$k_F = 0,13$
Carcaça Tampas	Ferro Fundido	$k_{ca} = 49$ $k_{tp} = 49$

## 6. Transferência de calor por convecção

No motor a transferência de calor por convecção ocorre entre a carcaça e o ar, nas superfícies interiores e exteriores às tampas, e entre as ranhuras do rotor e os dentes do estator (distância chamada de entreferro).

Para o modo de transferência de calor por convecção, as resistências térmicas entre a superfícies sólida exposta e o fluido interno ou externo são definidos como  $R_{conv} = 1/(hA)$ , onde  $h$  é o coeficiente de transferência de calor, e  $A$  é a área exposta ao fluido.

A resistência térmica entre uma superfície aletada, como a carcaça, e um fluido adjacente, é avaliada mediante uma eficiência global da superfície  $\eta_o$ , além das características relatadas acima,

$$R_{conv\_ext03} = \frac{1}{h_{ext03} \cdot A_t \cdot \eta_o}, \eta_o = 1 - \frac{A_f \cdot N_f}{A_t} \cdot (1 - \eta_f) \quad (4)$$

onde  $A_f$  é a área da superfície aletada,  $A_t$  é a área total da superfície de troca de calor,  $\eta_f$  é a eficiência da aleta e  $N_f$  é o número de aletas.

O coeficiente de transferência de calor varia em função da posição e é de difícil determinação, dependendo dos dados geométricos da superfície, da direção e velocidade do escoamento, e das características do fluido (temperatura, viscosidade, condutividade térmica, calor específico).

O cálculo dos coeficientes de transferência convectiva usados no modelo foram obtidos por correlações específicas para cada caso, avaliando a geometria envolvida, as condições do escoamento do fluido adjacente e as propriedades termofísicas do fluido. A Tabela 2 apresenta os coeficientes de transferência convectiva usados.

Tabela 2. Coeficientes de convecção usados no modelo considerando o motor em estudo.

Superfície Analisada	Fluido	Coeficiente de Convecção (W/m <sup>2</sup> K)
Interna as tampas	Ar interno	$h_{int} = 41$
Entreferro	Ar interno	$h_{entfe} = 60$
Externa à tampa traseira	Ar externo	$h_{ext01} = 49$
Externa à tampa dianteira	Ar externo	$h_{ext04} = 5$
Ponta dianteira do eixo	Ar externo	$h_{ext05} = 63$

## 7. Escoamento e transferência de calor na superfície externa do motor

Uma das vantagens de um modelo como este é permitir que a importância de cada resistência no desempenho térmico do motor possa ser avaliada. Neste contexto, diferentes simulações foram realizadas onde o valor de cada resistência foi arbitrariamente aumentado (em um segundo momento também diminuído) de 50% mantendo as demais resistências inalteradas. Tais simulações permitiram concluir que o coeficiente de transferência de calor da carcaça para o ar ambiente é o parâmetro que mais afeta as temperaturas no interior do motor.

Os resultados obtidos por tais simulações indicam que, a exemplo do projeto de dissipadores em componentes eletrônicos, as aletas e o sistema direcionador de ar devem ser otimizados para que os motores elétricos possam vir a operar com cargas mais elevadas. Tais observações motivaram a utilização da experimentação numérica em mecânica dos fluidos e transferência de calor, na tentativa de prever com uma melhor exatidão o escoamento e a transferência de calor na superfície externa do motor em estudo. Esta avaliação utilizou um programa comercial de experimentação numérica em mecânicas dos fluidos e transferência de calor baseado no método dos volumes finitos (Fluent versão 6.0.12).

Inicialmente foi realizada a avaliação do escoamento no interior da caixa defletora do ventilador prevendo assim, a orientação e a magnitude da velocidade do ar que é forçado sobre a carcaça aletada e que influenciará a dissipação de calor da superfície externa do motor. Algumas considerações foram necessárias visando modelar o escoamento e a transferência de calor no interior do conjunto caixa defletora e na superfície externa do motor: (1) Escoamento tridimensional e em regime permanente, (2) Escoamento incompressível, (3) Forças de campo desprezadas e (4) Escoamento turbulento (modelo k-ε RNG).

A investigação do escoamento no interior do conjunto caixa defletora utilizou como geometria computacional a original da caixa defletora do motor elétrico de indução em estudo (Fig. 3). A solução do sistema de equações que descreve o escoamento no interior do conjunto caixa defletora requer o conhecimento das condições que predominam nas suas fronteiras. Nas fronteiras sólidas estacionárias predominam as condições de impermeabilidade e não escorregamento para a velocidade. Nas fronteiras sólidas em movimento (pás do ventilador) definiu-se uma velocidade rotacional (rotação do campo girante da máquina). Na fronteira de entrada é estabelecida a condição de fluxo de massa prescrita, obtido de um ensaio experimental de vazão. Por fim, na fronteira de saída é estabelecida uma condição de pressão prescrita (pressão atmosférica).

As Figuras 4a, 4b e 4c mostram os campos de velocidade para a rotação nominal do motor na direção axial, na direção tangencial e na direção radial na saída do conjunto caixa defletora, respectivamente. Seus valores médios ficam em torno de 13,4 (m/s) na direção axial, 12,1 (m/s) na direção tangencial e 0,1 (m/s) na direção radial. Portanto, observa-se que na saída do conjunto caixa defletora a componente tangencial do vetor velocidade possui a mesma

ordem de magnitude da componente axial. Estes campos serão utilizados como condição de contorno de entrada do escoamento na superfície externa do motor, cuja geometria é apresentada na Fig. 5.

Tendo avaliado o escoamento no interior da caixa defletora, prevendo assim o campo de velocidade na saída da mesma, contornou-se uma das principais dificuldades na estimativa da transferência de calor da superfície externa, já que o escoamento que varre esta superfície depende da intensidade e do ângulo de entrada do ar insuflado pelo ventilador.

As demais condições de fronteira necessárias para a solução do escoamento e da transferência de calor na superfície externa do motor são descritas a seguir. No diâmetro interno da carcaça predomina a condição térmica de fluxo de calor constante, correspondente a 75% do valor total das perdas internas do motor, prescrito uniformemente sobre esta superfície. As fronteiras de interface entre a carcaça e as tampas recebem a condição de fronteira isolada. A fronteira de interface sólido-fluido recebe como condição de contorno adicional a emissividade da superfície radiante ( $\epsilon = 0,98$ ). Na região de saída do escoamento se impõe uma condição de pressão prescrita, com valor igual à pressão atmosférica.

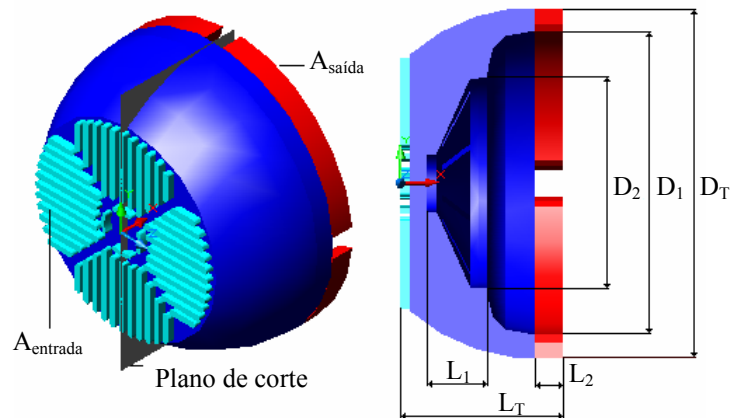


Figura 3. Geometria utilizada na simulação do conjunto caixa defletora.

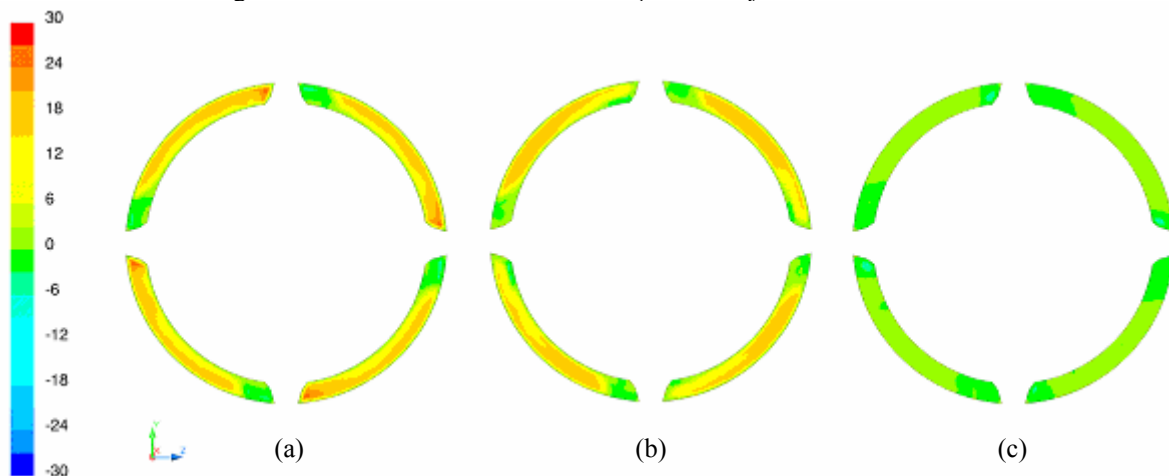


Figura 4. Campo de velocidade na saída do conjunto caixa defletora com rotação nominal: (a) direção axial (m/s), (b) direção tangencial (m/s) e (c) direção radial (m/s).

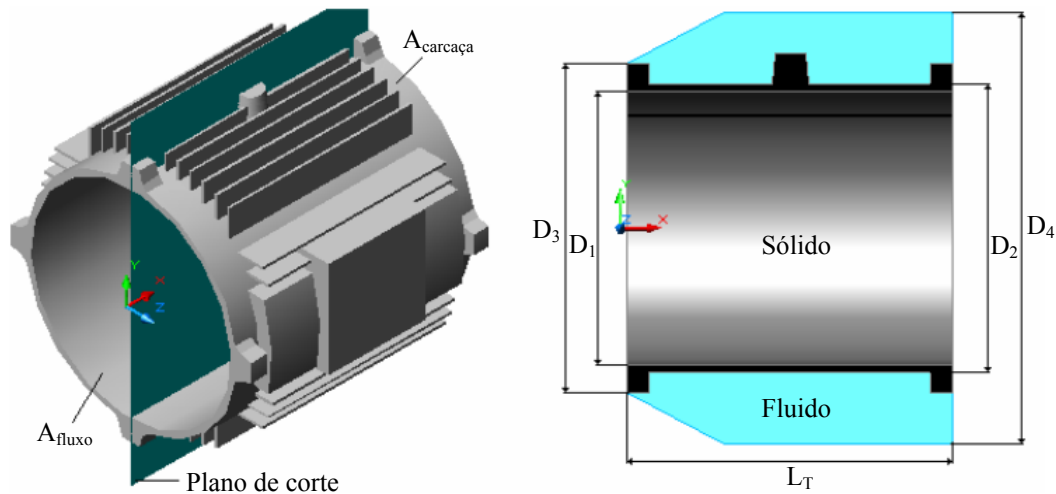


Figura 5. Geometria utilizada na simulação da superfície externa do motor.

A Figura 6 mostra o campo de temperatura na superfície externa do motor em estudo. As setas mostradas nesta figura indicam a direção do escoamento de ar saindo do conjunto caixa defletora. Devido à presença marcante da componente tangencial da velocidade neste escoamento incidente, o ar resfriado não alcança o centro, nem mesmo a parte posterior da carcaça, elevando sensivelmente a temperatura nestas regiões. Nesta figura também pode ser observado o efeito da bolacha de fixação da tampa traseira e da caixa de ligação do motor. O escoamento de ar sendo obstruído por esses elementos reduz drasticamente a dissipação de calor nas regiões atrás dos mesmos. De acordo com a média ponderada pelas áreas das faces, o valor da temperatura média na carcaça do motor é igual a  $T_{ca} = 79,8 \text{ }^\circ\text{C}$ . O coeficiente médio de transferência de calor na superfície externa, parâmetro necessário para o modelo térmico desenvolvido, pode ser computado através da razão entre fluxo de calor que atravessa a carcaça e a diferença de temperatura média entre a carcaça e a ambiente,  $h = q''/(T_{ca}-T_{amb})$ ; onde  $T_{amb}$  é  $32,8 \text{ }^\circ\text{C}$ . Como não existe transferência de calor da carcaça para as tampas (condição de fronteira isolada), o fluxo de calor que atravessa a carcaça é computado pela razão entre a porcentagem assumida das perdas internas (75%) e a área total da carcaça. Portanto, o coeficiente médio de transferência de calor da superfície externa do motor é  $h_{ext03} = 45,7 \text{ W}/(\text{m}^2.\text{K})$ .

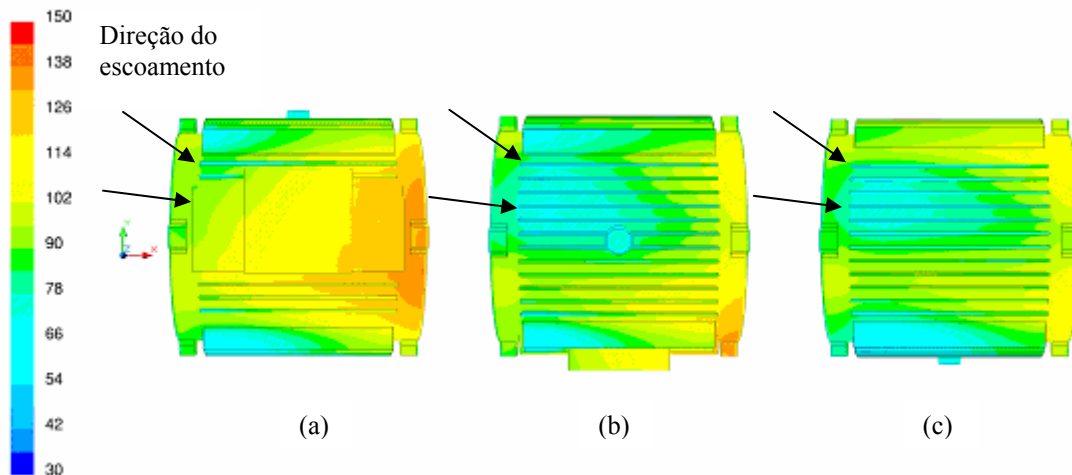


Figura 6. Campo de temperatura ( $^\circ\text{C}$ ) na carcaça do motor: (a) direita; (b) topo; (c) esquerda.

## 8. Fontes de calor distribuídas (perdas internas)

A potência útil fornecida pelo motor na ponta do eixo é menor que a potência que o motor absorve da linha de alimentação, isto é, o rendimento do motor é sempre inferior a 100%. A diferença entre as duas potências representa as perdas que são transformadas em calor, o qual aquece os enrolamentos e deve ser dissipado para fora do motor, evitando a elevação excessiva de temperatura.

Na análise da distribuição da temperatura é de fundamental importância o conhecimento preciso da localização e distribuição das perdas (fontes de calor) envolvidas na máquina. É bom lembrar que os valores das perdas e suas respectivas posições na geometria do motor elétrico são dados de entrada do modelo e devem ser conhecidos a priori. A

quantificação destas perdas é obtida através de cálculos e softwares eletromagnéticos utilizados simultaneamente com ensaios elétricos específicos

### 8.1. Perdas joule nos enrolamentos de cobre do estator ( $P_{j1}$ )

Tais perdas são resultantes da circulação da corrente nos condutores dos enrolamentos, e ocasionam o aquecimento dos mesmos. São calculadas pelo produto da resistência do enrolamento pelo quadrado da corrente.

### 8.2. Perdas joule no conjunto de barras do rotor ( $P_{j2}$ )

Estas perdas estão associadas à potência transferida do enrolamento do estator ao rotor através do entreferro. São determinadas pela diferença entre a potência absorvida da rede, e as perdas joule no estator e as perdas no ferro do estator, multiplicadas pelo escorregamento. Se o motor gira a uma velocidade diferente da velocidade síncrona, ou seja, diferente da velocidade do campo girante, as barras do rotor "cortam" as linhas de força magnética do campo e, pelas leis do eletromagnetismo, circularão no mesmo correntes induzidas. Quando a carga é zero (motor em vazio) o rotor girará praticamente com a rotação síncrona. À medida que a carga aumenta, cai a rotação do motor. A diferença entre a velocidade do motor e a velocidade síncrona é o escorregamento.

### 8.3. Perdas suplementares ( $P_s$ )

As perdas suplementares são causadas pela força magnetomotriz da corrente de carga, a qual desvia uma quantidade de fluxo magnético em vazio para o fluxo de dispersão, criando pulsações de fluxo e perdas por correntes parasitas nas laminações, nos condutores, e nas partes metálicas adjacentes. Estas perdas são consideradas suplementares porque geralmente o procedimento de cálculo não leva em consideração seus efeitos. Através do método direto de ensaio as perdas suplementares são definidas como sendo a diferença entre potência absorvida e demais potências (perdas joules, perda no ferro, perdas mecânicas e potência útil).

### 8.4. Perdas no ferro ( $P_{fe}$ )

As perdas no ferro consistem das perdas por histerese e correntes de Foucault que se originam da variação de densidades do fluxo e das características intrínsecas das chapas magnéticas. As perdas por correntes de Foucault dependem do quadrado da densidade de fluxo, da frequência, e da espessura das chapas. A variação das perdas por histerese pode ser expressa somente por uma equação empírica. A Figura 7 mostra a localização de cada perda no modelo. A Tabela 3 apresenta o valor das perdas obtidas por ensaios elétricos para o motor em estudo.

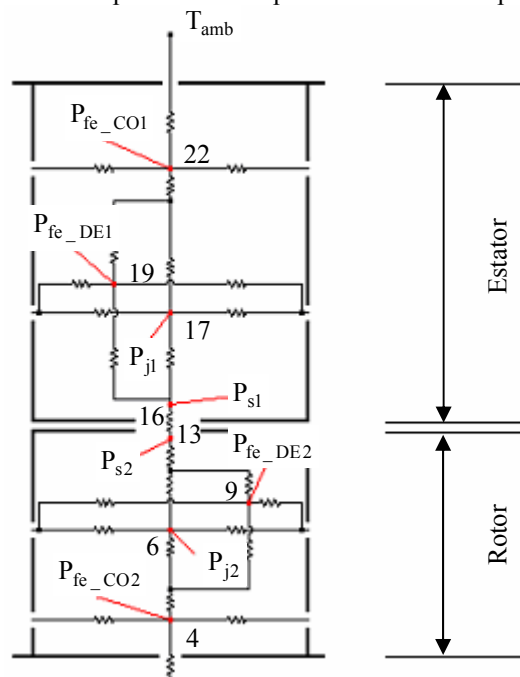


Figura 7. Fontes de calor no Modelo Térmico Híbrido.

Tabela 3. Perdas internas usadas no modelo.

Localização das Perdas	Simbologia	Valor (W) por Quadrante
Perda Joule no Estator	$P_{j1}$	271,8
Perda Joule no Rotor	$P_{j2}$	153,1
Perda Suplementar no Estator	$P_{s1}$	21,6
Perda Suplementar no Rotor	$P_{s2}$	86,6
Perda no Ferro nos Dentes do Estator	$P_{fe\_DE1}$	61,9
Perda no Ferro nas Ranhuras do Rotor	$P_{fe\_DE2}$	30,3
Perda no Ferro na Coroa do Estator	$P_{fe\_CO1}$	161,2
Perda no Ferro na Coroa do Rotor	$P_{fe\_CO2}$	0,75

### 9. Solução do Modelo Térmico Híbrido

O Modelo Térmico Híbrido utilizado no presente trabalho é representado por vinte e dois pontos nodais, Fig. 3, onde nove representam temperaturas médias de elementos ( $T_2$  – eixo,  $T_4$  – coroa do rotor,  $T_6$  – conjunto de barras do rotor,  $T_9$  – ranhuras do rotor,  $T_{11}$  – ar interno à tampa traseira,  $T_{15}$  – ar interno à tampa dianteira,  $T_{17}$  – enrolamentos de cobre do estator,  $T_{19}$  – dentes do estator,  $T_{22}$  – coroa do estator), e o restante dos pontos representam temperaturas entre elementos.

### 10. Resultados

O modelo apresentado foi aplicado para um motor de indução trifásico em gaiola. Os detalhes de especificação do motor são: Potência = 50cv (36,8kW), Pólos = 4, Frequência = 60Hz, Tensão = 440V, Corrente = 61,68A (100% de Carga), Rotação = 1769rpm (100% de Carga), Isolação = Classe F, Ligação = Triângulo, Número de Dentes no Estator = 48, Número de Ranhuras no Rotor = 40, Entreferro = 0,8mm.

A Tabela 4 mostra a comparação entre temperaturas computacionais previstas pelo modelo e temperaturas experimentais com o motor em 100% de carga. As medições de temperatura foram obtidas por termopares instalados no interior do motor. Utilizou-se nos experimentos termopares do tipo T e os sinais foram capturados e monitorados por registradores multipenas YOKOGAWA, modelo LR8100.

Tabela 4. Comparação entre temperaturas previstas pelo modelo e temperaturas medidas.

	Experimental (°C)	Modelo Térmico (°C)	Erro Absoluto (°C)
Temperatura superficial da carcaça, $T_{25}$	78,6	77,3	1,3
Temperatura no interior da carcaça, $T_{24}$	80,7	79,3	1,4
Temperatura no diâmetro externo do estator, $T_{23}$	90,6	89,0	1,6
Temperatura no centro da coroa do estator, $T_{22}$	94,5	92,8	1,7
Temperatura na cabeça da bobina dianteira, $T_{21}$	111,9	110,8	1,1
Temperatura na cabeça da bobina traseira, $T_{20}$	111,9	109,6	2,3
Temperatura no centro dos dentes do estator, $T_{19}$	100,1	98,7	1,4
Temperatura no diâmetro interno da coroa do estator, $T_{18}$	100,5	96,2	4,3
Temperatura no centro do enrolamento de cobre, $T_{17}$	111,9	113,1	-1,2
Temperatura ambiente, $T_{amb}$		32,8	

### 11. Conclusões

Este artigo apresentou o desenvolvimento de um modelo térmico híbrido para analisar a distribuição de temperatura em um motor elétrico. O modelo baseou-se em um circuito térmico equivalente que envolveu a combinação de parâmetros térmicos globais com parâmetros térmicos distribuídos nas diferentes partes da máquina. Todos os mecanismos de transferência de calor foram introduzidos no circuito térmico equivalente por intermédio de resistências térmicas associadas a cada parte do motor e a cada modo de transferência de calor.



O conhecimento do comportamento térmico do motor elétrico é fundamental para seu aperfeiçoamento, e é por esta razão que o desenvolvimento de modelos matemáticos, como o apresentado aqui, é de suma importância. O modelo proposto para a realização da análise do comportamento térmico do motor é bastante simples de ser resolvido, porém seu desenvolvimento necessitou da correta predição de inúmeras correlações aplicáveis somente a este tipo específico de problema.

Um estudo realizado a partir dos resultados preliminares, ainda na fase inicial de desenvolvimento, mostrou a importância do conhecimento mais detalhado da transferência de calor entre o motor e o ambiente externo. Verificou-se que, devido à particularidade do problema em questão, correlações comumente encontradas na literatura não reproduziam o comportamento térmico esperado.

Portanto, uma segunda etapa do trabalho consistiu na solução detalhada do escoamento e da transferência de calor da superfície externa do motor através de modelos numéricos, permitindo, além da obtenção da correlação apropriada, identificar a importância do direcionamento do ar responsável pela transferência de calor da superfície aletada, no resfriamento do motor.

De uma maneira geral a concordância entre os valores experimentais e numéricos apresentados na Tab. 4 é boa e se situa em torno de 2°C. A boa concordância entre os valores calculados e medidos indica que o modelo proposto reproduz razoavelmente bem a distribuição de temperatura no interior do motor elétrico.

Por fim, deve-se observar que as temperaturas obtidas com o modelo térmico híbrido foram determinadas sem qualquer ajuste artificial do modelo. Seja em relação aos valores das propriedades, das dimensões geométricas ou dos coeficientes de transferência de calor.

## 12. Referências

- Bousbaine, A., 1999, "Thermal Modeling of Induction Motors Based on Accurate Loss Density Distribution", *Electric Machines and Power Systems*, Vol. 27, pp. 311-324.
- Hamdi, E. S., 1994, "Design of Small Electrical Machines", Ed. J. Wiley, Chichester, 260 p.
- Hay, N., et al., 1993, "Convection Heat Transfer Correlations Relevant to Cooling Situations in Electric Motors", *ASME Paper 93-WA/HT-18*.
- Incropera, F. P., DeWitt, D. P., 1992, "Fundamentals of Heat and Mass Transfer", John Wiley & Sons, Inc., 455 p.
- Mellor, P. H., Robert, D., and Turner, D. R., 1991, "Lumped Parameter Thermal Model for Electrical Machines of TEFC Design", *Proc. IEEE*, Vol. 183, No. 5, pp. 205-218.
- Mukhopadhyay, S. C., and Pal S. K., 1998, "Temperature Analysis of Induction Motors Using a Hybrid Thermal Model with Distributed Heat Sources", *Journal of Applied Physics*, Vol. 83, No. 11, pp. 6368-6370.
- Voigdlener, T., 2004, "Escoamento e Transferência de Calor em Motores Elétricos de Indução", *Dissertação (Mestrado em Engenharia e Ciências Térmicas) - Universidade Federal de Santa Catarina*, 157 p.
- Yoon, M. K., et al., 1997, "Numerical and Experimental Analysis of Temperature Distribution in TEFC Induction Motor", *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. B*, Vol. 21, No. 3, pp. 457-472

## MODELLING AND SIMULATION OF HEAT TRANSFER AND FLUID FLOW IN ELECTRICAL MOTORS

### Thiago Voigdlener

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
88040-900, Florianópolis, SC, Brazil  
Fone/Fax: (48) 334 5166  
e-mail: [thiago@polo.ufsc.br](mailto:thiago@polo.ufsc.br)

### Alvaro T. Prata

Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina  
88040-900, Florianópolis, SC, Brazil  
Fone/Fax: (48) 334 5166  
e-mail: [prata@polo.ufsc.br](mailto:prata@polo.ufsc.br)

**Abstract.** The ability to predict the temperature distribution of spinning electric machines is as important as the ability of predicting its performance. In spite of the importance of knowing the temperature inside spinning electrical machines the available literature lacks of methodologies that allow obtaining such information in a satisfactory manner, and making use of the state of art knowledge related to heat transfer and fluid flow. This work presents the development of a hybrid thermal model to analyze the temperature distribution in an induction motor, in a steady state operation. The hybrid thermal model is a combination of global thermal parameters and distributed parameters at different parts of the machine. The knowledge of losses distribution (heat sources) involved in the machine is essential in the construction and analysis of the thermal model, as well as determining the heat transfer convective coefficient on the external surface of the motor. In this paper, those losses are

evaluated through electrical tests and are distributed in both stator and rotor; and the convective coefficient analysis is based on the results from the numerical model through heat transfer and fluid flow simulations on the external surface of the motor, using finite volume method. The proposed model is applied to an induction motor (50cv, 440V, 4-pole and 3-phase). The model validation is obtained through experimental data of temperature measured at strategic points in the motor. Most temperatures are predicted with deviations between one and two degrees. Employing the hybrid thermal model a sensitivity analysis is performed indicating that the most critical parameter in cooling the motor is the convective heat transfer coefficient on its external surface. Measurements and calculations explore the non uniformity of the local heat transfer coefficient from the motor frame to the environmental air and its impact on the motor temperature.

Keywords: Hybrid Thermal Model, Induction Motor, Electrical Machines.

## DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DA CAPACIDADE TÉRMICA DE CONDENSADORES EVAPORATIVOS

### Felipe Roman Centeno

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3776 fax: +55 51 3316-4001  
frccenteno@yahoo.com.br

### Paulo Otto Beyer

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3360 fax: +55 51 3316-4001  
pob@mecanica.ufrgs.br

### Paulo Smith Schneider

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 3º andar, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.: +55 51 3316-3931 fax: +55 51 3316-4001  
pss@mecanica.ufrgs.br

*Resumo: A construção de uma bancada de ensaios para condensadores evaporativos é apresentada nesse trabalho, que integra o programa de pesquisa e desenvolvimento da empresa Frost Frio Refrigeração Industrial. Instalações dessa natureza tem como finalidade verificar experimentalmente a capacidade de rejeição de calor desses equipamentos, bem como instrumento para pesquisa e desenvolvimento de novos produtos. A bancada é baseada na norma ASHRAE 64-1995, assim como a sua operação e tratamento dos parâmetros mensurados. A opção construtiva adotada é do tipo externa, dependente das condições ambientais da cidade de Caxias do Sul, Brasil. Os primeiros resultados experimentais mostram que a capacidade medida do condensador evaporativo testado é maior do que aquela declarada no catálogo do produto, sendo este resultado de grande importância para a indústria frigorífica.*

*Palavras chave: Condensadores evaporativos, Refrigeração, Amônia, Análise experimental.*

### 1. Introdução

A empresa Frost Frio Refrigeração Industrial, sediada em Caxias do Sul, monta sistemas de refrigeração industrial de grande porte, destinados principalmente para atender o mercado de frigoríficos, navios pesqueiros e similares. Boa parte de seus equipamentos é fabricada na própria empresa, onde se destacam os trocadores de calor, depósitos de líquidos, redes de distribuição, etc. São comprados de outros fornecedores apenas os compressores, motores, bombas e ventiladores, válvulas e outros equipamentos auxiliares.

A potência rejeitada pelos sistemas de refrigeração é obtida pela associação de módulos de condensadores. A empresa necessitava determinar a potência térmica rejeitada por cada módulo, estimada em 200 000 kcal/h (232,4 kW) para condições de 23°C de temperatura de bulbo úmido do ar e temperatura de condensação da amônia de 35°C, e a partir dessa necessidade desenvolveu-se a um programa de pesquisa e desenvolvimento que inclui uma bancada de ensaios. Seu projeto foi baseado na norma ANSI/ASHRAE 64-1995, específica para testes experimentais de condensadores evaporativos, sendo que os resultados esperados destes ensaio relacionam-se com a quantidade de calor que é dissipada pelo condensador.

Trabalhos experimentais são reportados na literatura, onde destaca-se o de Hwang et al. (2001), com a montagem de uma câmara de testes cujo objetivo foi de comparar o desempenho de um condensador evaporativo com aquele de um condensador a água convencional. O sistema foi testado em uma câmara de teste ambientalmente controlada que era capaz de simular as condições de teste especificadas pela norma ASHRAE 116. Foram realizados testes para otimizar a carga de refrigerante e o tamanho do tubo capilar usando o refrigerante HCFC-22. Usando estes parâmetros ótimos, foram conduzidos testes em regime permanente. Os resultados experimentais mostraram que o condensador evaporativo possui uma capacidade de rejeição de calor superior ao condensador a água, sendo esta da ordem 1,8-8,1%, o que levou ao aumento do COP do sistema em 11,1 a 21,6%. Hosoz e Kilicarlan (2004) compararam experimentalmente as características de desempenho de sistemas de refrigeração empregando três tipos de condensadores, a saber: condensadores resfriados a ar, resfriados a água, e evaporativos. Tais estudos foram conduzidos na mesma unidade de refrigeração por compressão de vapor operando com um condensador diferente em cada teste. Foi encontrado que o sistema com condensador resfriado a água tinha uma capacidade de refrigeração superior da ordem de 2,9-14,4%, e um COP do sistema superior em 1,5-10,2% do que aquele com o condensador evaporativo. Entretanto, a capacidade de refrigeração e o COP da unidade

com condensador evaporativo foram superiores aqueles do sistema com condensador resfriado a ar por 31,0 e 14,3%, respectivamente.

## 2. Condensadores evaporativos

### 2.1 Descrição

Condensadores evaporativos rejeitam calor para o ambiente externo, resultante da condensação do fluido de trabalho do equipamento. No caso do circuito de refrigeração em estudo, vapor de amônia superaquecido proveniente da descarga do compressor é admitido no conjunto de serpentinas do condensador. Pelo lado externo, uma corrente de ar forçado é misturada com outra corrente de água, escoando em sentidos opostos. A água admitida sofre evaporação, até o limite de saturação do ar que escoo em contracorrente, provocando assim o rebaixamento de sua temperatura e aumentando a capacidade de troca de calor do equipamento. A Fig. 1 apresenta, de forma esquemática, a operação de um condensador evaporativo.

O calor resultante da condensação do fluido refrigerante é rejeitado para o exterior, onde tanto o ar como a água atuam em conjunto para promover sua retirada. A evaporação da água na corrente de ar é o mecanismo mais importante na remoção de calor do refrigerante que se condensa. A quantidade de água remanescente da evaporação cai para uma bacia. Assim, fica claro que se tem uma combinação das características dos condensadores resfriados a água e a ar.

Para efeito comparativo, as características dos três tipos principais de condensadores são, a seguir, sumariamente apresentadas (Stoecker e Jabardo, 2002).

*Condensador resfriado a ar:* apresentam o menor custo inicial aliado a um custo reduzido de manutenção, uma vez que não há circulação ou evaporação de água.

*Condensador resfriado a água, associado a uma torre de resfriamento:* menor temperatura de condensação que os resfriados a ar, uma vez que a rejeição de calor se faz com referência à temperatura de bulbo úmido do ar ambiente. Em casos em que a distância entre o compressor e o equipamento de rejeição de calor é relativamente longa, os condensadores resfriados a água são mais vantajosos que os evaporativos, uma vez que água é bombeada até a torre de resfriamento, ao invés de refrigerante.

*Condensador evaporativo:* é compacto e permite operação a temperaturas de condensação inferiores às das resfriados a ar ou a água com torre de resfriamento.

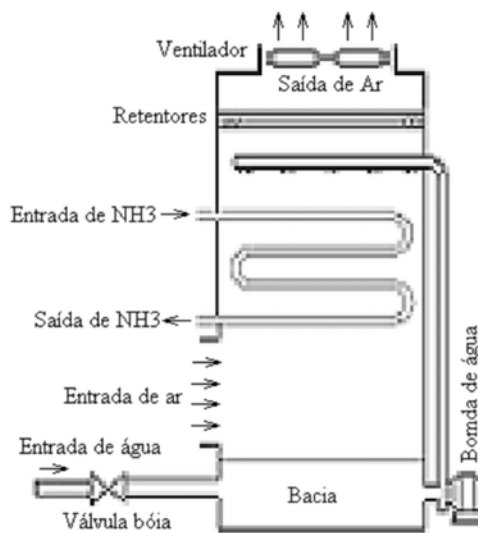


Figura 1. Representação esquemática de um condensador evaporativo (Centeno, 2005)

Utilizam-se largamente os condensadores evaporativos na refrigeração industrial porque permitem operar a temperaturas de condensação do fluido refrigerante relativamente baixas. Em conseqüência, consome-se menos energia na instalação e opera-se com temperaturas de descarga reduzidas, aspecto importante em instalações de amônia ou de R-22.

Apresenta-se na Tab. 1 uma relação das características operacionais e de projeto de condensadores evaporativos.

Tabela 1 - Características operacionais e de projeto de condensadores evaporativos  
(Fonte: Stoecker e Jabardo, 2002)

Área de transferência de calor: 0,25 m <sup>2</sup> por kW de rejeição de calor
Vazão de água: 0,018 l/s por kW de rejeição de calor
Vazão volumétrica de ar: 0,03 m <sup>3</sup> /s por kW de rejeição de calor
Queda de pressão do ar através do condensador: 250-375 Pa
Taxa de evaporação de água: 1,8-2,16 l/h por kW de refrigeração
Taxa de consumo total de água: 2,52 a 3,24 l/h por kW de refrigeração

## 2.2 Determinação do calor rejeitado pelo condensador evaporativo

Calcula-se a quantidade de calor rejeitado pelo condensador evaporativo,  $Q_C$ , em kW, tanto pelo lado do fluido refrigerante como da corrente de ar externo. Tomando-se o lado do ar como referência, tem-se que

$$Q_C = m_{Ar} \cdot (h_{Ar,Out} - h_{Ar,In}) \quad (1)$$

onde  $m_{Ar}$  é a vazão mássica de ar, dada por catálogo do ventilador, kg/s;  $h_{Ar,Out}$  e  $h_{Ar,In}$  é a entalpia do ar na saída e na entrada do condensador, respectivamente, kJ/kg.

Também é possível determinar a quantidade de calor rejeitado pelo lado da amônia e da água de circulação, como mostra a Eq. (2)

$$Q_C = m_{NH_3} \cdot (h_{NH_3,In} - h_{NH_3,Out}) - m_{H_2O} \cdot (h_{H_2O,Out} - h_{H_2O,In}) \quad (2)$$

onde os índices NH<sub>3</sub> e H<sub>2</sub>O referem-se a amônia e da água, respectivamente.

## 3. Bancada de testes experimentais

### 3.1. Descrição do sistema

Para a realização do experimento montou-se o mostrado na Fig. 2 e no apêndice A, baseado na norma ASHRAE 64-1995. Sendo composto pelos condensadores evaporativos da FrostFrio modelos RCCE 200 e RCCE 300, um evaporador de dimensões 12X12X3,5m, dois compressores alternativos SABROE SMC 106-S, válvula solenóide expansora, depósito de líquido, separador de fases, bomba de engrenagens e válvulas de passagem.

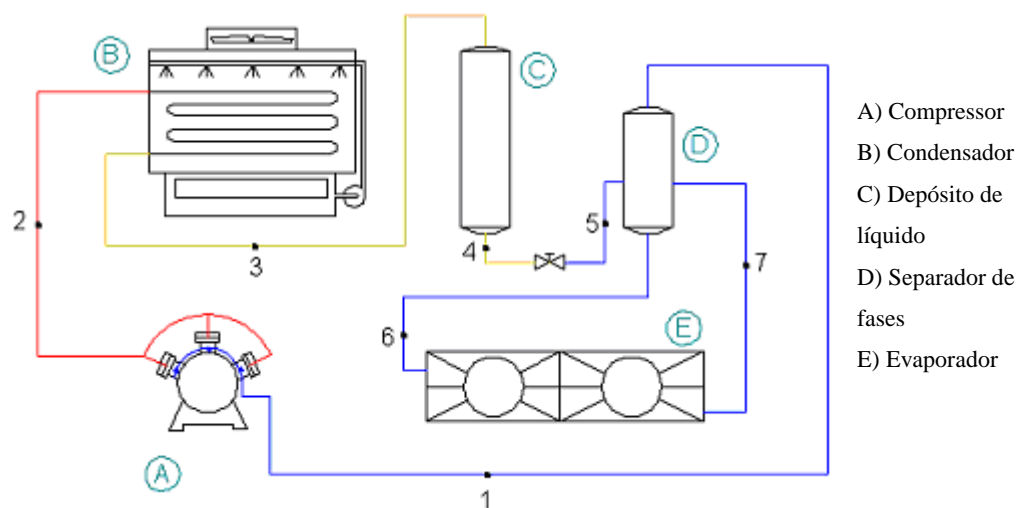


Figura 2. Diagrama de fluxo do sistema montado para teste experimental de condensadores  
(Fonte: Departamento de Engenharia da FrostFrio)

O refrigerante NH<sub>3</sub> é admitido no condensador como vapor superaquecido, saindo deste como líquido subresfriado. Após, passa para o depósito de líquido, e na seqüência a NH<sub>3</sub> líquida sofre perda de pressão ao passar pela válvula solenóide expansora, e seu estado é bifásico, entre líquido-vapor saturado. A NH<sub>3</sub> entra no separador de fases, onde o líquido saturado vai para a parte inferior do mesmo e o vapor saturado vai para a parte superior. O líquido saturado é bombeado para o evaporador onde volta a ser vapor saturado, que retorna ao separador pela parte

superior. A sucção do compressor está conectada a essa parte superior do separador.

Em decorrência da possibilidade do NH<sub>3</sub> sair do condensador como bifásico, a baixo título, o depósito de líquido funciona de forma a garantir que somente o líquido saturado entre na válvula solenóide expansora. Da mesma forma, devido a possibilidade do NH<sub>3</sub> sair do evaporador no estado de líquido-vapor saturado, a alto título, o separador de fases funciona de forma a garantir que somente vapor seja succionado pelo compressor, afim de evitar o fenômeno denominado "golpe de líquido".

No depósito de líquido e no separador de fases encontram-se instaladas válvulas reguladoras de nível, que garantem que NH<sub>3</sub> líquida seja succionada pelos compressores. Estas válvulas reguladoras de nível estão interligadas a válvula solenóide expansora, e essa última somente dará passagem de NH<sub>3</sub> ao separador no momento em que o nível de líquido no mesmo estiver abaixo do limite pré-estabelecido e ainda o nível de líquido no depósito de líquido estiver acima de um limite também pré-estabelecido. Sendo assim, o sistema funciona por bateladas, ou seja, enquanto o nível de líquido no separador está acima de determinado nível, a válvula solenóide não dá passagem, e o NH<sub>3</sub> proveniente do condensador acumula-se no depósito de líquido. Em função disso, os dados de vazão empregados para a análise do presente trabalho são coletados durante o período de ensaio de forma integrada, sendo que as temperaturas envolvidas não variam de forma significativa.

### 3.2. Norma ASHRAE 64-1995

Essa norma especifica procedimentos, aparatos e instrumentação com os quais a determinação da capacidade de condensadores evaporativos pode ser obtida com acuracidade satisfatória para ser usado como base para taxas comerciais. Conforme esta norma, o condensador evaporativo sob teste deve ser instalado e testado de acordo com o sistema mostrado no anexo A.

A fim de avaliar a performance de um condensador, deve-se determinar o calor rejeitado na condensação e o calor rejeitado pelo efeito da água de reposição, e a diferença entre esses valores será a capacidade do condensador. Após estabelecer condições de regime permanente, deve-se fazer 4 leituras consecutivas dos parâmetros medidos, descritos a seguir, em intervalos de 10 minutos entre estas.

Um esquema de montagem da bancada é mostrado no apêndice B. São medidas as temperaturas do refrigerante na entrada e na saída do condensador,  $T_{r1}$  e  $T_{r2}$ , de bulbo seco do ar na entrada do condensador,  $T_{db1}$ , de bulbo úmido do ar na entrada e na saída do condensador  $T_{wb1}$  e  $T_{wb2}$ , da água na bacia e de reposição no condensador,  $T_p$  e  $T_{mu}$ . As pressões lidas correspondem a entrada e a saída do refrigerante no condensador,  $P_1$  e  $P_2$ , respectivamente. Ainda, mede-se a vazão mássica de NH<sub>3</sub>,  $m_r$ , e a vazão volumétrica de água de reposição,  $V_{mu}$ . O valor medido de  $V_{mu}$  está na unidade m<sup>3</sup>/h, a qual deve ser convertida para kg/s ( $m_{mu}$ )

Os instrumentos de medição de temperatura devem ter acuracidade de  $\pm 0.2$  °F (0.1 °C). Os de medição de pressão devem ter acuracidade para permitir a determinação da temperatura de saturação correspondente dentro de  $\pm 0.2$ °F (0.1°C). Medidas de vazão mássica devem ser medidas com instrumentos tendo acuracidades dentro de  $\pm 1.0\%$  da quantidade medida. Medidas de tempo, se usadas na determinação de vazões ou força, devem ser feitas com instrumentos tendo acuracidade dentro de  $\pm 0.5\%$  do tempo transcorrido medido.

Medidores por obstrução (placas de orifício, venturi, ou bocais) são recomendados para a medição de vazão do refrigerante, seguindo a ASME Power Test Code (PTC) 19.51972 (*apud* ASHRAE 64-1995). Também são permitidos outros medidores que demonstrem a habilidade de medir a vazão com acuracidade adequada, incluindo os do tipo Coriolis e as turbinas, com suas associações de sistemas eletrônicos. A mesma referência também indica a fonte de consulta das propriedades termodinâmicas dos fluidos envolvidos.

Com a medição das grandezas descritas logo acima, é possível determinar os valores das entalpias específicas  $h_1$ ,  $h_2$ ,  $h_p$  e  $h_{mu}$ , em kJ/kg, correspondentes aos pontos da Fig. 1.

Calcula-se a rejeição de calor pela água de reposição,  $Q_{mu}$ , em kW, pela Eq. (3)

$$Q_{mu} = m_{mu} \cdot (h_p - h_{mu}) \quad (3)$$

Com o valor de  $Q_{mu}$  determinado, calcula-se o valor da capacidade de rejeição de calor no condensador evaporativo,  $Q_c$ , em kW, pela Eq. (4).

$$Q_c = m_r \cdot (h_1 - h_2) - Q_{mu} \quad (4)$$

### 3.3. Metodologia de teste

Com a finalidade de iniciar-se o teste, deve-se garantir a carga de NH<sub>3</sub> em todo sistema, e ainda acionar os motores dos ventiladores e das bombas e os compressores.

Aguarda-se que as temperaturas do sistema se equalizem, afim de garantir a validação das medições. Deve-se gravar os valores das variáveis mencionadas acima em intervalos de 10 minutos, totalizando 4 medições consecutivas, que serão usadas para calcular seus valores médios, os quais serão utilizados nas etapas subseqüentes.

Devido ao fato das pressões  $P_1$  e  $P_2$  serem manométricas, se faz necessário acrescentar 0,1 MPa a cada uma delas, para que as mesmas tornem-se pressões absolutas.

Com o auxílio de tabelas de propriedades termodinâmicas para  $\text{NH}_3$  (Tillner et al, 1993), determinam-se os valores de entalpia específica de  $\text{NH}_3$  na entrada,  $h_1$ , em kJ/kg, e na saída,  $h_2$ , em kJ/kg, do condensador, com o uso dos valores médios de  $T_{r1}$  e  $P_1$  e de  $T_{r2}$  e  $P_2$ , respectivamente. Então, consultando tabelas termodinâmicas para água saturada (Van Wylen and Sonntag, 1986), determinam-se os valores de entalpia de  $\text{H}_2\text{O}$  nas temperaturas  $T_p$  e  $T_{mu}$ ,  $h_p$  e  $h_{mu}$ , em kJ/kg, respectivamente.

Com os valores de  $m_{mu}$ ,  $h_p$  e  $h_{mu}$  calcula-se o calor rejeitado pela água,  $Q_{mu}$ , em kW, utilizando-se a Eq. (3) e com os valores de  $m_r$ ,  $h_1$ ,  $h_2$  e  $Q_{mu}$  calcula-se o calor total rejeitado pelo condensador,  $Q_c$ , em kW, utilizando-se a Eq. (4).

Após obter-se o calor rejeitado pelo condensador,  $Q_c$ , determina-se, pela Eq. (5), o coeficiente global de transferência de calor experimental,  $U_{exp}$ , em  $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ .

$$U_{exp} = \frac{Q_c}{A \cdot \Delta T_{exp}} \quad (5)$$

onde  $A$  é a área de troca de calor,  $\text{m}^2$ ,  $\Delta T_{exp}$  é a diferença média de temperaturas experimental,  $^\circ\text{C}$ .

A diferença média de temperaturas experimental é dada pela seguinte relação,

$$\Delta T_{exp} = T_{cond} - T_{H_2O} \quad (6)$$

onde  $T_{cond}$  é a temperatura de condensação da amônia à  $P_2$ ,  $^\circ\text{C}$ ,  $T_{H_2O}$  é a temperatura média da água  $[(T_{mu} + T_p)/2]$ ,  $^\circ\text{C}$ .

### 3.3.1 Planilha de cálculos

Com o objetivo de agilizar os cálculos para determinação do calor total rejeitado no condensador, criou-se uma planilha, mostrada no apêndice C. Após entrar com os dados de temperatura, pressão e vazão, calculam-se as suas médias, conforme comentado em 3.3.

Com os valores de temperaturas e pressões médias, consultam-se tabelas de propriedades termodinâmicas e obtêm-se as entalpias, e conseqüentemente o calor rejeitado pela água e finalmente o calor total rejeitado pelo condensador,  $Q_c$ .

### 3.3.2 Seqüência de resultados

Afim de exemplificar o que foi mencionado acima nos itens 3.3 e 3.3.1, segue uma seqüência de resultados obtidos em um dos experimentos. O ciclo de refrigeração para este caso apresenta-se no apêndice D, onde se tem o diagrama pressão vs entalpia.

Primeiramente faz-se a coleta de dados, apresentados na Tab. 2.

Tabela 2 – Dados medidos na bancada

Leitura do hidrômetro $\text{H}_2\text{O}$ $V_{mu}$	Inicial		274,39 $\text{m}^3$		Tempo de teste: 1 hora
	Final		274,58 $\text{m}^3$		
Vazão Mássica de $\text{NH}_3$ - $m_r$			801,36 kg		
	Medição 1	Medição 2	Medição 3	Medição 4	
Pressão de $\text{NH}_3$ na entrada- $P_1$	1,216	1,196	1,196	1,196	MPa
Pressão de $\text{NH}_3$ na saída- $P_2$	1,196	1,177	1,177	1,177	MPa
Temperatura de $\text{NH}_3$ ENT- $T_{r1}$	85,5	85,8	86,8	86,9	$^\circ\text{C}$
Temperatura de $\text{NH}_3$ SAÍDA- $T_{r2}$	29,3	29,3	29,1	29,2	$^\circ\text{C}$
Temperatura de $\text{H}_2\text{O}$ ENT- $T_{mu}$	14,0	14,0	14,0	14,0	$^\circ\text{C}$
Temperatura de $\text{H}_2\text{O}$ SAÍDA- $T_p$	26,8	26,1	26	26	$^\circ\text{C}$
$\text{TBU}_{ENT} - T_{wb1}$	10,9	10,9	10,6	11,2	$^\circ\text{C}$
$\text{TBS}_{ENT} - T_{db1}$	13,4	13,3	12,8	13,9	$^\circ\text{C}$
$\text{TBU}_{SAÍDA} - T_{wb2}$	23,8	23,1	23,1	23,3	$^\circ\text{C}$

Conforme ASHRAE 64-1995, as vazões em cada leitura não podem diferir do valor médio além de 2,5%, as temperaturas em  $1^\circ\text{C}$ , e as pressões em 1,5%, para que os dados coletados sejam válidos. Assim, os dados coletados estão dentro dos limites estabelecidos pela norma e não é necessário descarte.

Inserem-se os valores apresentados na Tab. 2 na planilha mostrada no apêndice C e obtêm-se os resultados

apresentados na Tab. 3.

Tabela 3 – Cálculos dos valores médios dos dados da Tabela 2

$m_{mu} =$	0,053 kg/s	$T_{mu} =$	14,00 °C
$m_r =$	0,22 kg/s	$T_p =$	26,22 °C
$P_1 =$	1,20 MPa	$T_{wb1} =$	10,90 °C
$P_2 =$	1,18 MPa	$T_{db1} =$	13,35 °C
$T_{r1} =$	86,45 °C	$T_{db2} =$	23,32 °C
$T_{r2} =$	29,22 °C		

Com os valores obtidos na Tab. 3 determinam-se os valores das entalpias de H<sub>2</sub>O e de NH<sub>3</sub>, e insere-os no local correto da planilha de cálculos, conforme Tab. 4.

Tabela 4 – Entalpia específica de H<sub>2</sub>O e de NH<sub>3</sub> obtidos a partir dos dados da Tab. 3

Entalpia de NH <sub>3</sub> à $T_{r1}$ ( $h_1$ – vapor superaquecido)	2956,57 kJ/kg
Entalpia de NH <sub>3</sub> à $T_{r2}$ ( $h_2$ – líquido saturado)	608,31 kJ/kg
Entalpia de H <sub>2</sub> O à $T_{mu}$ ( $h_{mu}$ – líquido saturado)	105,88 kJ/kg
Entalpia de H <sub>2</sub> O à $T_p$ ( $h_p$ – líquido saturado)	197,94 kJ/kg

Assim, tem-se todas as variáveis necessárias para o cálculo do calor total rejeitado pelo condensador evaporativo,  $Q_c$ . Calcula-se  $Q_c$  utilizando-se as Eqs. (3) e (4), conforme se verifica na Tab. 5.

Tabela 5 – Resultados finais do ensaio

Rejeição de calor pela água ( $Q_{mu}$ )	2,7 kW
Rejeição total de calor no condensador ( $Q_c$ )	<b>287,7 kW</b>

Parte-se então para a determinação das incertezas de medição, as quais são determinadas com o auxílio do *software* EES ([www.fChart.com](http://www.fChart.com)), sendo esta determinação baseada na equação de Kline e McClintock (Hollman, 1996). Desta forma, a partir dos dados da Tabela 3, e de suas incertezas, conforme apêndice E, o programa calcula o valor da incerteza propagada para  $Q_c$ , a qual resulta nesse caso em  $Q_c = 287,7 \pm 4,3$  kW com confiança de 95%. Ou seja, o valor verdadeiro de  $Q_c$  tem 95% de probabilidade de estar entre 283,4 e 292,0 kW.

Aplicando-se as Eqs. (6) e (5), juntamente com a equação de Kline e McClintock, determinam-se o valor da diferença média de temperaturas experimental,  $\Delta T_{exp}$ , e o valor do coeficiente global de transferência de calor experimental,  $U_{exp}$ , respectivamente, assim  $\Delta T_{exp} = 10,34 \pm 0,83$  °C e  $U_{exp} = 403,34 \pm 4,78$  W/(m<sup>2</sup>.K).

#### 4. Análise de resultados

Partindo-se da capacidade de refrigeração retirada de catálogo do condensador em questão (Catálogo Frost Frio, 2004), corrigida para as condições do teste descrito, ou seja,  $T_{bul} = 10,9$  °C e  $T_{cond} = 30,45$  °C, a qual vale 261,3 kW já corrigidos, pode-se considerar os resultados obtidos com o teste experimental satisfatórios, visto que conforme observa-se na Tab. 5, a capacidade de rejeição de calor no condensador evaporativo é de 287,7 ± 4,3 kW.

#### 5. Conclusão

A capacidade de refrigeração dos condensadores evaporativos Frost Frio RCCE 200 é maior do que a estabelecida no catálogo de produtos da empresa, como pode ser evidenciado no capítulo precedente, sendo necessário realizar mais testes e analisar os seus resultados, afim de obter-se conclusões mais seguras. Tais conclusões seriam resultantes de testes realizados com  $T_{bu}$  e  $T_{cond}$  variadas, obtendo assim correlações daquelas variáveis com a capacidade do condensador evaporativo.

#### 6. Agradecimentos

Ao CNPq pelo apoio financeiro ao primeiro autor do trabalho na forma de bolsa de mestrado e ao corpo técnico da empresa Frost Frio Refrigeração Industrial, pelo apoio na construção e operação da bancada experimental.

#### 7. Direitos autorais

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.



## 8. Apêndices

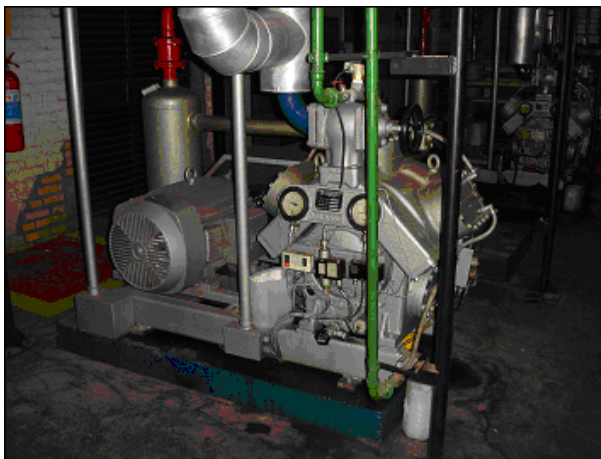
Apêndice A – Fotos dos equipamentos pertencentes a bancada de testes de condensadores



Condensador evaporativo RCCE 200



Separador de fases e bomba de engrenagens



Compressor alternativo SABROE SMC 106-S

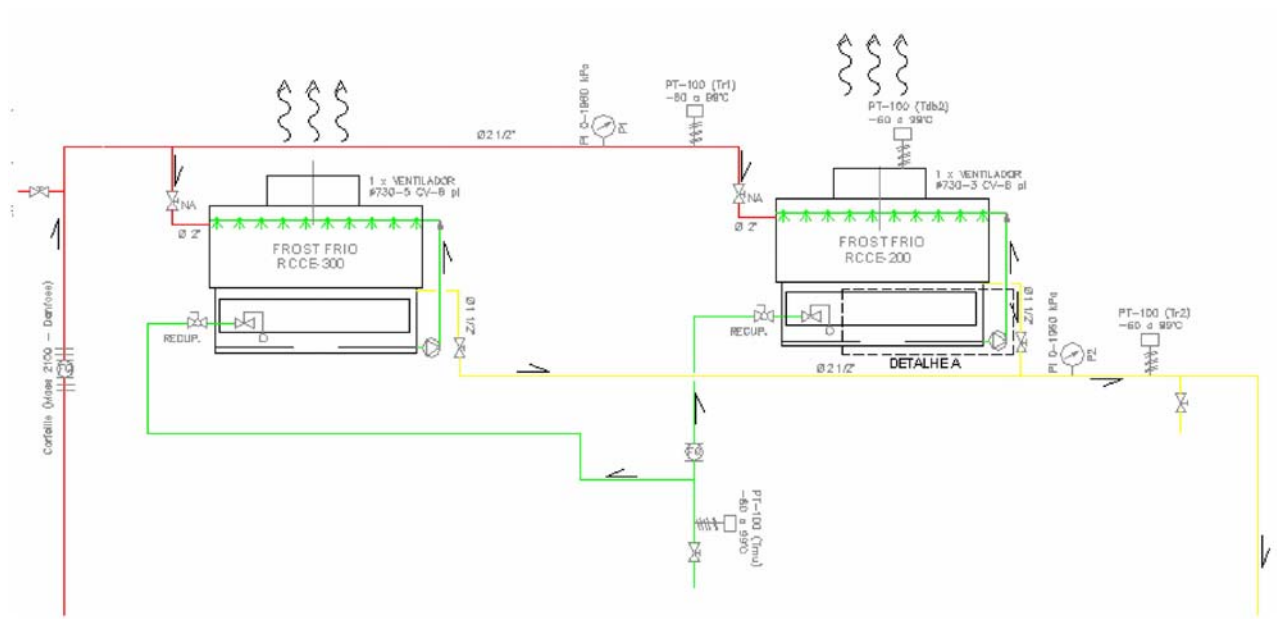


Depósito de líquido e medidor de vazão Coriolis




Evaporador 12X12X3,5m

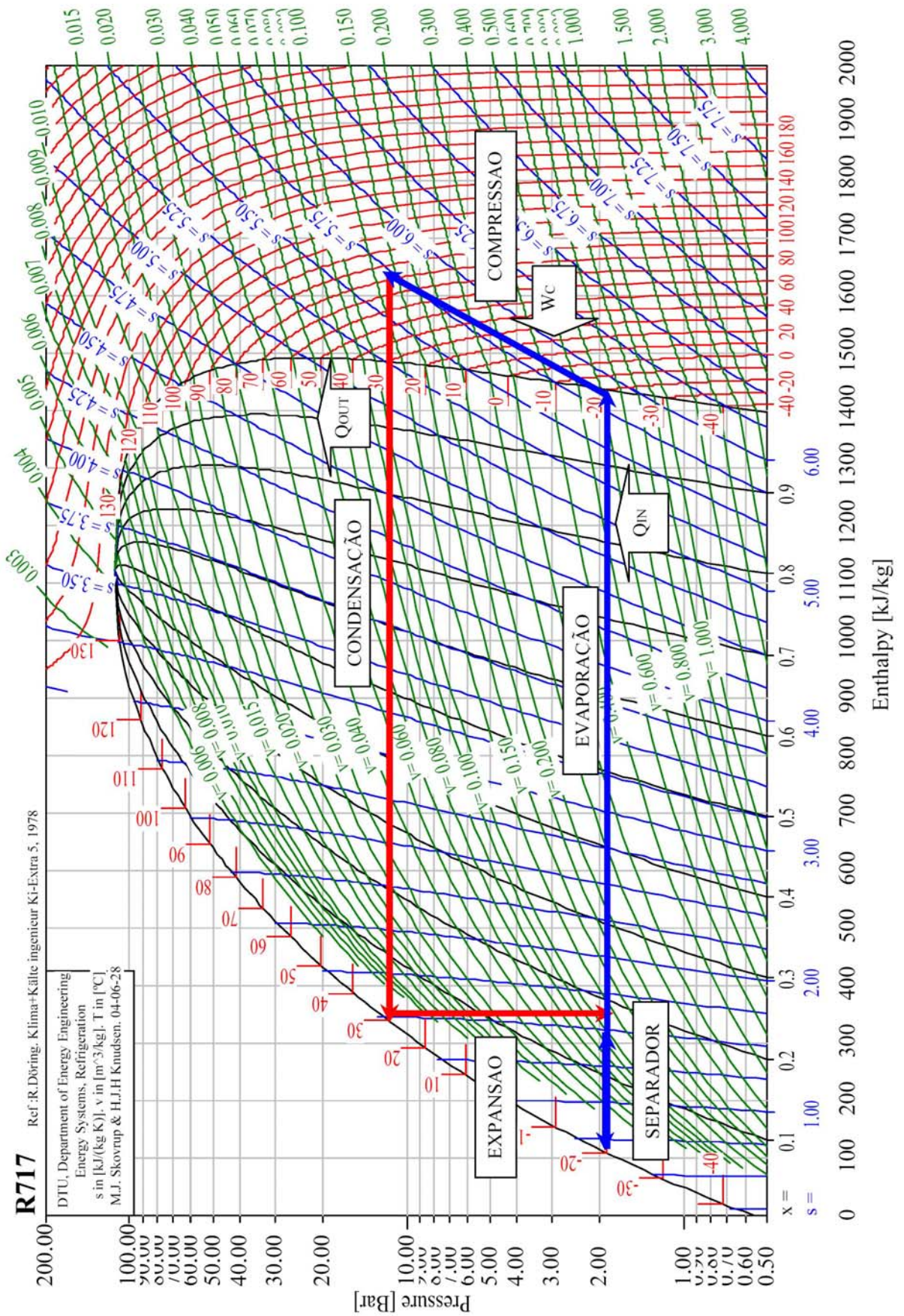
Apêndice B – Bancada de testes de condensadores evaporativos



Apêndice C – Planilha de cálculos

 <p><b>Frost Frio</b> Refrigeração Industrial Ltda. Rua Hermes Fontes, 365 Bairro Santa Fé - Caxias do Sul Fone/Fax: (54) 224 4925</p>		Data do teste		23/6/2005		Regime do(s) compressor(es)	
		Hora inicial		11:25		T = -20 / +29°C	
		Hora Final		11:47			
		Compressores		( ) 1 ( X ) 2		Dados coletados convertidos para as unidades da Norma ANSI/ASHRAE 64-1995	
Condensadores		( X ) 200 ( ) 300					
<b>DADOS COLETADOS NA BANCADA</b>							
Leitura do Hidrômetro H <sub>2</sub> O (M <sub>mu</sub> )		Inicial	274,39m <sup>3</sup>		M <sub>mu</sub> = 418,571608lb/h		Dados convertidos para unidades do SI
		Final	274,58m <sup>3</sup>		Mr = 1766,67826lb/h		0,052739kg/s
Vazão Mássica de NH <sub>3</sub> (Mr)		801,36kg		Média		0,222598kg/s	
Pressão de NH <sub>3</sub> na entrada (P <sub>1</sub> )		12,4	12,2	12,2	12,2	P <sub>1</sub> = 174,235952psig	1,2005MPa
Pressão de NH <sub>3</sub> na saída (P <sub>2</sub> )		12,25	12	12	12	P <sub>2</sub> = 171,569075psig	1,182125MPa
Temperatura de NH <sub>3,ENT</sub> (T <sub>r1</sub> )		82,3	85,8	87,8	89,9	T <sub>r1</sub> = 187,61°F	359,6K
Temperatura de NH <sub>3,SAIDA</sub> (T <sub>r2</sub> )		29,3	29,3	29,1	29,2	T <sub>r2</sub> = 84,605°F	302,375K
Temperatura de H <sub>2</sub> O <sub>ENT</sub> (T <sub>mu</sub> )		14	14	14	14	T <sub>mu</sub> = 57,2°F	287,15K
Temperatura de H <sub>2</sub> O <sub>SAIDA</sub> (T <sub>p</sub> )		26,8	26,1	26	26	T <sub>p</sub> = 79,205°F	299,375K
T <sub>BU,ENT</sub> (T <sub>wb1</sub> )		10,9	10,9	10,6	11,2	T <sub>wb1</sub> = 51,62°F	284,05K
T <sub>BSENT</sub> (T <sub>db1</sub> )		13,4	13,3	12,8	13,9	T <sub>db1</sub> = 56,03°F	286,5K
T <sub>BSSAIDA</sub> (T <sub>db2</sub> )		23,8	23,1	23,1	23,3	T <sub>db2</sub> = 73,985°F	296,475K
<b>PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DE NH<sub>3</sub> E H<sub>2</sub>O (CONFORME ASHRAE THERMODYNAMICS PROPERTIES OF REFRIGERANTS)</b>							
Densidade de H <sub>2</sub> O à T <sub>mu</sub>		r <sub>H2O</sub> = 62,383431lb/ft <sup>3</sup>		999,28898kg/m <sup>3</sup>			
Entalpia de NH <sub>3</sub> à T <sub>r1</sub> (h <sub>1</sub> - vapor)		h <sub>1</sub> = 706,2Btu/lb		2956,574kJ/kg			
Entalpia de NH <sub>3</sub> à T <sub>r2</sub> (h <sub>2</sub> - líquido)		h <sub>2</sub> = 145,3Btu/lb		608,31238kJ/kg			
Entalpia de H <sub>2</sub> O à T <sub>mu</sub> (h <sub>mu</sub> - líq.)		h <sub>mu</sub> = 25,29Btu/lb		105,87901kJ/kg			
Entalpia de H <sub>2</sub> O à T <sub>p</sub> (h <sub>p</sub> - líquido)		h <sub>p</sub> = 47,28Btu/lb		197,94225kJ/kg			
<b>CÁLCULOS CONFORME NORMA ANSI/ASHRAE 64-1995</b>							
Rejeição de calor pela água (q <sub>mu</sub> )		9,204Btu/h		2,319kcal/h		2,6978066kW	
<b>Rejeição total de calor no condensador (q<sub>c</sub>)</b>		<b>981,725 Btu/h</b>		<b>247,378kcal/h</b>		<b>287,74373kW</b>	

Apêndice D – Ciclo de refrigeração no diagrama pressão-entalpia

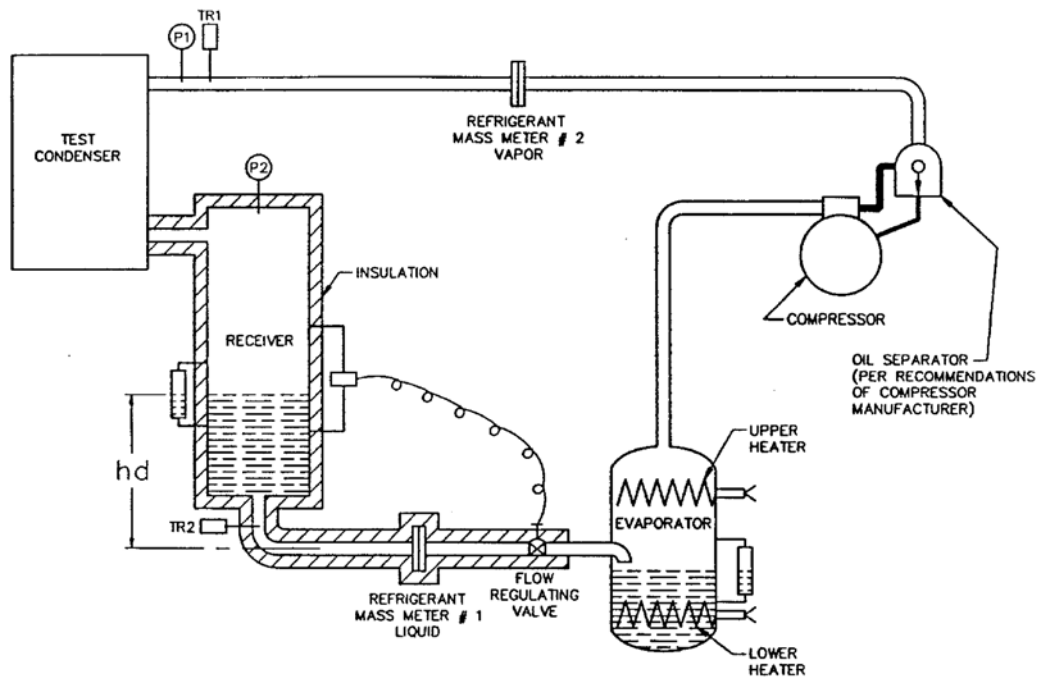


Apêndice E – Instrumentação utilizada e suas incertezas

Grandeza medida	Tipo de sensor	Fabricante	Modelo	Unidade	Incerteza
$T_{db1}, T_{db2}, T_{wb1}, T_p, T_{mu}, T_{r1}, T_{r2}$	NTC	Full Gauge	TR-01	°C	0,1°C
$m_r$	Coriolis	Danfoss	Mass 2100	Kg/s	0,15%
$m_{mu}$	hidrômetro			m <sup>3</sup> /h	1%
$P_1, P_2$	manômetro de bourdon	VDO		kgf/cm <sup>2</sup>	0,1 kgf/cm <sup>2</sup>

9. Anexo

Anexo A – Sistema de montagem da bancada de testes apresentado na norma (Fonte: ASHRAE 64-1995).



10. Referências bibliográficas

ANSI/ASHRAE 64-1995, “Methods of Testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant Condensers”, Atlanta, 1995.

Centeno, F. R., 2005, “Análise teórico-experimental do desempenho de condensadores evaporativos”, Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso de Engenharia Mecânica), Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, RS.

FROST FRIO, “Catálogo de condensadores evaporativos RCCE”, Caxias do Sul, 2004.

Hollman, J. P., “Experimental Methods for Engineers”, McGraw-Hill, New York, 1996.

Hosoz, M e Kilicarslan, A., 2004, “Performance evaluations of refrigeration systems with air-cooled, water-cooled and evaporative condensers”, International Journal of Energy Research, Vol. 28, No. 8, pp. 683-696.

Hwang, Y., Radermacher, R. e Kopko, W., 2001, “An experimental evaluation of a residential-sized evaporatively cooled condenser”, International Journal of Refrigeration, Vol. 24, pp. 238-249.

Incropera, F. P. e Dewitt, D. P., “Fundamentos de transferência de calor e massa”, 4.ed. Rio de Janeiro: LTC, 1998.

Stoecker, W. F. e Jabardo J. M., “Refrigeração Industrial”, 2.ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

Tillner, R.; Harms, W. und Baehr. “Eine neue Fundamentalgleichung für Ammoniak”, DKV-Tagungsbericht 20:167-181, 1993.

Wylen, G. J. V. and Sonntag, R. E., “Fundamentals of Classical Thermodynamics”, 3<sup>rd</sup> edition. John Wiley and Sons, 1986.

**EXPERIMENTAL DETERMINATION OF THE THERMAL CAPACITY OF  
EVAPORATIVE CONDENSERS**

**Felipe Roman Centeno**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3776 fax.: +55 51 3316-4001  
frcenteno@yahoo.com.br

**Paulo Otto Beyer**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3360 fax.: +55 51 3316-4001  
pob@mecanica.ufrgs.br

**Paulo Smith Schneider**

Universidade Federal do Rio Grande do Sul, PROMEC, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Av. Sarmiento Leite, 425, sala 314, 90050-170, Porto Alegre, RS, Brasil, tel.:+55 51 3316-3931 fax.: +55 51 3316-4001  
pss@mecanica.ufrgs.br

***Abstract***

The construction of an experimental plant for testing evaporative condensers is presented in this paper as a part of the research and development program of Frost Frio Industrial Refrigeration. This type of installation aims to measure the heat rejection of evaporative condensers as well as a tool for new products development and improving. Its construction and operation is based on ASHRAE STANDARDS 64-1995 for outdoor weather conditions (Caxias do Sul, Brazil). First experimental results for heat rejection of one specific evaporative condenser are bigger than the ones published in the company catalog and this opens an important work for the refrigerating industry.

**Keywords:** Evaporative condenser, Refrigeration, Ammonia, Experimental analysis.

## REFRIGERAÇÃO MAGNETOCALÓRICA E SUA APLICAÇÃO EM TEMPERATURA AMBIENTE

### Juliano W. F. Heidrich

Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica – Polo  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC  
Trindade – Caixa Postal 476 – Florianópolis (SC) – 88040-900  
juliano@polo.ufsc.br

### Alvaro T. Prata

Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica – Polo  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC  
Trindade – Caixa Postal 476 – Florianópolis (SC) – 88040-900  
prata@polo.ufsc.br

**Resumo.** *O presente trabalho tem por objetivo o desenvolvimento de um modelo matemático para a simulação numérica de um refrigerador magnetocalórico para aplicações próximas à temperatura ambiente. Recentemente pesquisas têm sido realizadas na área de refrigeração magnetocalórica, com o objetivo de torná-la viável como uma alternativa aos atuais sistemas de refrigeração por compressão mecânica de vapores. O ponto principal desta tecnologia está em uma propriedade que certos materiais apresentam, onde sofrem uma variação em sua temperatura sob a aplicação ou retirada de um campo magnético externo. Os estudos concentram-se em diversas áreas como na obtenção do campo magnético, diferentes configurações dos sistemas de refrigeração magnetocalórica, diferentes ciclos de refrigeração, materiais magnetocalóricos, modelagem do efeito magnetocalórico. Neste trabalho será proposto um modelo para simulação de um refrigerador magnetocalórico.*

*Palavras chave:* Magnetocalórico, Refrigeração, Gadolínio, Simulação.

### 1. Introdução

O efeito magnetocalórico (MCE) ou variação adiabática de temperatura, a qual é detectada pelo aquecimento ou resfriamento de materiais magnéticos devido à variação de um campo magnético, foi descoberto originalmente no ferro. A natureza do MCE foi explicada e seu uso prático para atingir baixas temperaturas, em um processo conhecido como desmagnetização adiabática, já no começo do séc. XX.

O MCE é intrínseco a todos os materiais magnéticos e é devido ao acoplamento da rede interna de partículas magnéticas com um campo magnético interno, o que altera a parcela magnética da entropia do sólido. Tal como a compressão de um gás, a magnetização isotérmica do paramagneto ou de um ferromagneto leve, reduz a entropia e, num processo reversível, a desmagnetização (similar à expansão de um gás) restaura a entropia magnética do sistema, sem a aplicação do campo externo. Uma explicação mais detalhada do efeito magnetocalórico e a apresentação de uma modelagem matemática podem ser encontradas em (Pecharsky *et al*, 1999, Kitanovsk *et al*, 2006, Rowe *et al*, 2005 e Shir *et al*, 2004) também apresentam um modelo matemático para a termodinâmica do MCE, apresentando resultados muito próximos aos dados experimentais.

### 2. Termodinâmica do MCE

O equacionamento aqui mostrado foi desenvolvido por Shir *et al*. (2004), sendo este escolhido por apresentar uma maneira clara para o tratamento das equações do problema. O MCE surge da aplicação da primeira e da segunda lei da termodinâmica para um sistema magnético. Para exploração deste modelo, deve-se considerar um material que experimenta um processo de trabalho magnético resultante da variação de um campo magnético e um processo de troca de calor como visto na Fig. 1. A entropia do material sólido,  $s$ , varia com o tempo como uma função do campo aplicado  $H$  e de sua temperatura,  $T$ , ou seja,  $s = s(H, T)$ . Observa-se que o efeito magnetocalórico não é uniforme em relação à temperatura. Define-se temperatura de Curie de um material magnetocalórico, a temperatura na qual o efeito magnetocalórico é máximo. Uma temperatura reduzida,  $T_R$ , pode ser definida como a diferença entre a temperatura do material e a temperatura de Curie,  $T_R = T - T_C$ . A Fig. 2 mostra o efeito magnetocalórico em função da temperatura reduzida. O diferencial da entropia em relação ao campo magnético e à temperatura, é mostrado na Eq. (2).

$$ds = \left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_H dT + \left( \frac{\partial s}{\partial H} \right)_T dH \quad (2)$$

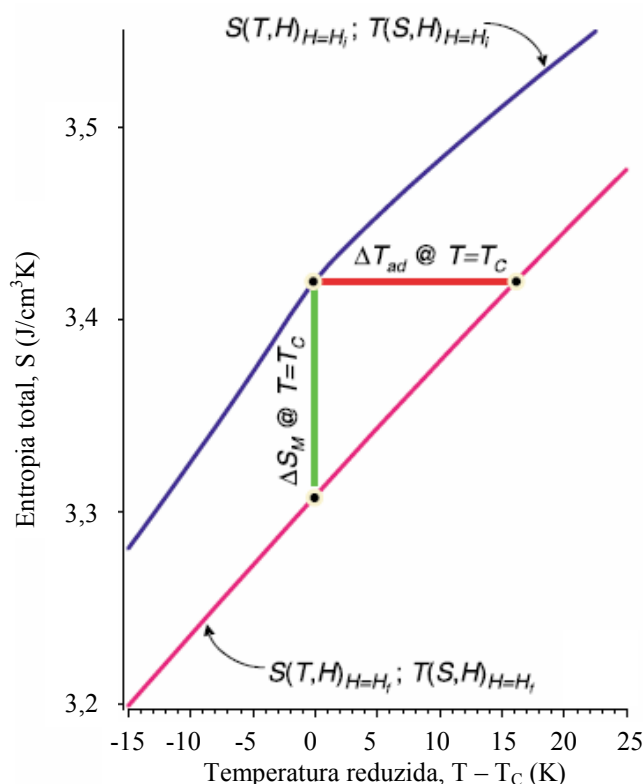


Figura 1. Entropia do material, aplicado o campo inicial (\$H\_i\$) e final (\$H\_f\$)

O calor específico a campo aplicado constante, para um material magnetocalórico é definido como,

$$C_H = T \left( \frac{\partial s}{\partial T} \right)_H \quad (3)$$

A partir da relação de Maxwell, a variação de entropia com a intensidade do campo a uma temperatura constante, pode ser relacionada com a magnetização \$M\$, momento magnético por unidade de volume [ampère/metro], de acordo com,

$$\left( \frac{\partial s}{\partial H} \right)_T = \frac{\mu_0}{\rho} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H \quad (4)$$

Onde \$\rho\$ é a massa específica do material magnetocalórico e \$\mu\_0\$ é a permeabilidade magnética no vácuo. A magnetização pode ser relacionada com a intensidade do campo magnético, \$H\$, e com a indução magnética, \$B\$ [tesla], através da equação \$B = \mu\_0(H + M)\$.

Substituindo as Equações (4) e (3) na Equação (2), a variação na entropia do refrigerante sólido pode ser expressa como,

$$ds = \frac{C_H}{T} dT + \frac{\mu_0}{\rho} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH \quad (5)$$

Se for assumido que os processos de magnetização e desmagnetização são processos adiabáticos reversíveis, ou seja, não há calor perdido para as redondezas, a variação total na entropia do sistema \$S\$, que consiste do reticulado de refrigerante sólido magnetocalórico e do gás dentre os espaços, será igual a zero.

$$dS_{total} = (m ds)_{sólido} + (m ds)_{gás} = 0 \quad (6)$$



Para um refrigerante de material poroso com a densidade do material sólido muito maior do que a densidade do gás contido nos interstícios, a massa do gás pode ser ignorada comparada com a massa do sólido. Então da Eq. (6) resulta que a variação de entropia do refrigerante sólido durante a magnetização ou desmagnetização é zero. Portanto, a Eq. (5) pode ser rearranjada, resultando em,

$$dT = -\frac{T}{C_H} \frac{\mu_0}{\rho} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH \quad (7)$$

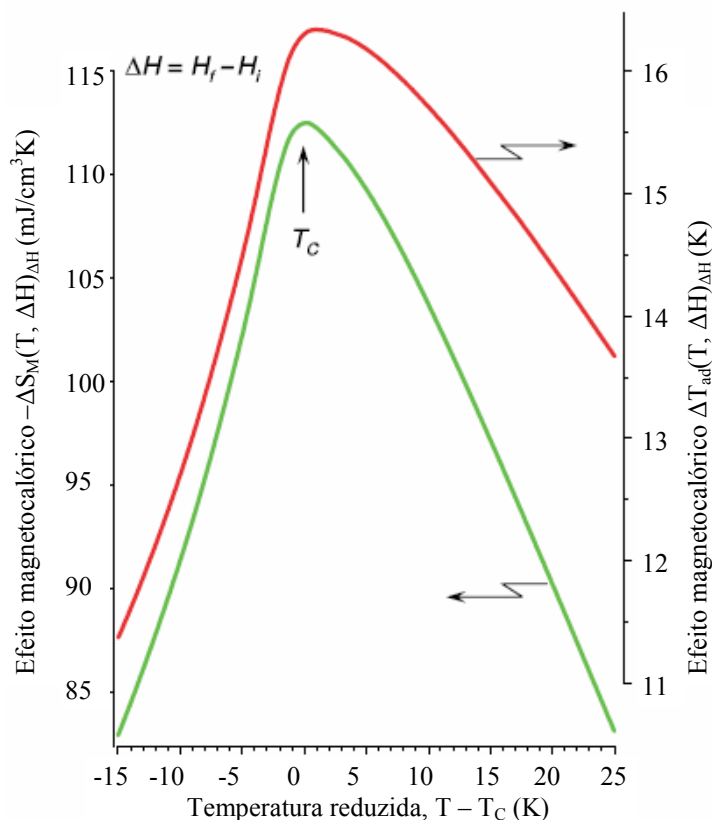


Figura 2. MCE próximo à temperatura de Curie, para o gadolínio

Nota-se que todos os termos da Eq. (7), com a exceção de  $\rho$  e  $\mu_0$ , são dependentes do tempo. Para um incremento no tempo  $dt$ , resulta,

$$\frac{dT}{dt} = -\frac{T}{C_H} \frac{\mu_0}{\rho} \left( \frac{\partial M}{\partial T} \right)_H \frac{dH}{dt} \quad (8)$$

A Eq. (8) mostra a variação da temperatura do refrigerante magnético na presença de um campo externo variável. Shir *et al.* (2005) dão seqüência ao desenvolvimento do modelo, apresentando correlações para a transferência de calor entre o material magnético e o gás. Esta equação diferencial de primeira ordem, para os processos de magnetização e desmagnetização no ciclo de regeneração magnética ativa (AMR), pode ser resolvida através de métodos numéricos conhecidos. Para resolver a Eq. (8) e obter a temperatura do material sólido durante a os processos, a taxa de variação da magnetização em relação à temperatura, a um campo magnético constante, e a taxa de variação da intensidade do campo magnético com o tempo devem ser conhecidas. As propriedades de alguns materiais magnetocalóricos podem ser encontradas em Tegus (2003). Smaili *et al.* (1998) apresentam uma forma de cálculo das propriedades termodinâmicas do material magnetocalórico, principalmente o  $C_H$ .

### 3. Problema do Refrigerador Magnetocalórico

#### 3.1. Introdução

Um sistema de refrigeração magnetocalórica é constituído basicamente de um material magnetocalórico, fluido para transferência de calor e trocadores de calor com o meio externo. Há diferentes configurações de sistema possíveis, bem como diferentes materiais que podem ser utilizados e diferentes formas de obtenção do campo magnético. Recentemente foi realizado o primeiro congresso internacional em refrigeração magnetocalórica, o *First International Conference on Magnetic Refrigeration at Room Temperature*, em setembro de 2005, na cidade de Montreux na Suíça, onde foram apresentados os últimos desenvolvimentos realizados na área de sistemas e materiais para refrigeração magnetocalórica. A Fig. 3 mostra um esquema do problema a ser resolvido neste trabalho.

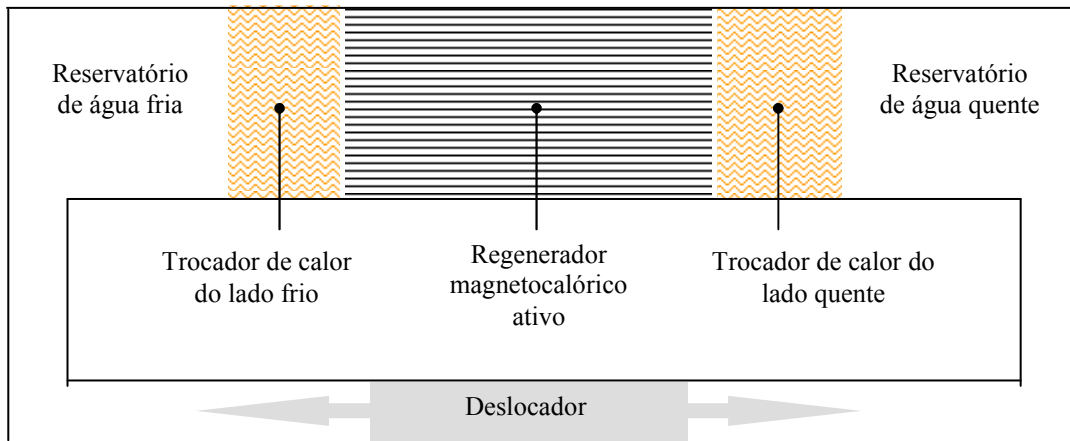


Figura 3. Esquema do refrigerador magnetocalórico a se resolvido no presente trabalho

O esquema da Fig. 3 se constitui de dois reservatórios de água, dois trocadores de calor, uma bomba e o material magnetocalórico. Os reservatórios armazenam a água utilizada para retirar ou receber o calor gerado no material magnetocalórico e nos trocadores. A água passa pelo trocador frio, recebendo calor do ambiente e pelo trocador quente, rejeitando calor para o ambiente. O deslocador é responsável pelo transporte da água entre os reservatórios. Entre os trocadores está alojado o material magnetocalórico, onde será aplicado o campo magnético.

A Fig. 4 mostra algumas variáveis do problema como a direção do escoamento de água, onde  $\dot{m}$  é o fluxo de massa,  $T_C$  e  $T_H$  são as temperaturas dos trocadores frio e quente, respectivamente,  $\dot{Q}_C$  e  $\dot{Q}_H$  são os calores trocados nos trocadores frio e quente, respectivamente,  $B$  é o campo magnético aplicado.

No presente trabalho, o material magnetocalórico utilizado para as simulações foi o gadolínio, por ter propriedades amplamente mapeadas.

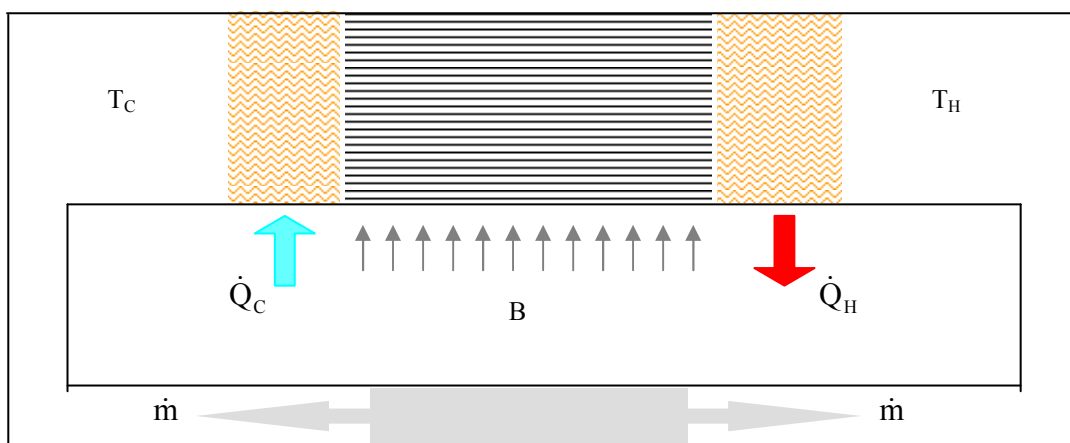


Figura 4. Variáveis mais importantes do problema

Diferentes máquinas de refrigeração fazem uso de diferentes geometrias para o material magnetocalórico. As mais encontradas nos trabalhos com refrigeração magnetocalórica são placas planas paralelas e arranjos com partículas de material sólido. O presente trabalho apresenta um modelo para cada uma destas configurações.

Na Figura 5 é apresentada com maiores detalhes a geometria da configuração de placas planas paralelas, onde as dimensões são dadas em mm, A variável “a” representa o espaçamento entre cada lâmina e “b” a espessura da lâmina.

Na configuração com partículas sólidas, o volume ocupado é o mesmo, porém a massa varia de acordo com a porosidade do arranjo.

A Tabela 1 apresenta as propriedades térmicas do material usadas nas simulações.

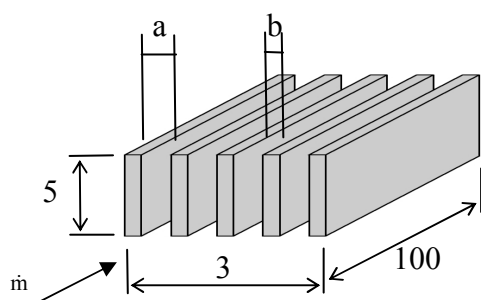


Tabela 1. Propriedades térmicas do gadolínio

Propriedade	
Temperatura de Curie ( $T_C$ )	293 K
Massa específica ( $\rho$ )	7901 kg/m <sup>3</sup>
Calor específico à $T_C$ ( $c_p$ )	236 J/kg.K
Condutividade térmica ( $k$ )	11 W/m.K

Figura 5. Geometria do material magnetocalórico empregado no regenerador para a configuração de placas planas paralelas

### 3.2. Modelo matemático para o escoamento e a transferência de calor no refrigerador magnetocalórico

As Equações (9) modelam a água no interior dos reservatórios e são, respectivamente, a equação de estado, a equação da conservação da massa e a equação da conservação da energia.

$$de = c_{p,f} dT, \quad dm/dt = \dot{m}, \quad d(me)/dt = \dot{m}h \quad (9)$$

Onde  $e$  é a energia interna,  $c_{p,f}$  o calor específico,  $T$  a temperatura,  $h$  a entalpia na fronteira de entrada e saída de massa e  $\dot{m}$  o fluxo de massa.

Para o fluido no interior do regenerador, a equação da energia, Eq. (12a) é semelhante à encontrada em Heidrich, (2002), para a configuração com placas planas paralelas. A Eq. (12b) é a equação da energia para o fluido no interior do regenerador, para o arranjo de partículas, semelhante ao encontrado em Engelbrecht *et al.* (2005).

$$\rho_f c_f A_p \frac{\partial T_f}{\partial t} = -\dot{m} c_f \frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{Nu_D k_f L_{rt}}{D_h} (T_r - T_f) \quad (12a)$$

$$\rho_f c_f A_c \varepsilon \frac{\partial T_f}{\partial t} = -\dot{m} c_f \frac{\partial T_f}{\partial x} + \frac{Nu_D k_f a_s A_c}{D_h} (T_r - T_f) \quad (12b)$$

Nas equações anteriores,  $\rho_f$  é a massa específica do fluido,  $c_f$  é o calor específico do fluido,  $A_s$  é a área transversal de passagem do fluido,  $T_f$  é a temperatura do fluido,  $T_r$  é a temperatura do regenerador,  $Nu_D$  é o número de Nusselt,  $k_f$  é a condutividade térmica do fluido,  $D_h$  é o diâmetro hidráulico,  $L_{rt}$  é o comprimento da seção de troca de calor por convecção,  $\varepsilon$  é a porosidade,  $a_s$  é a superfície de troca por unidade de volume,  $A_c$  é a área transversal. O número de Nusselt para ambas as configurações, placas e arranjo de partículas, é retirado da literatura sobre transferência de calor.

$$\rho_r c_r A_t \frac{\partial T_r}{\partial t} = k_r A_t \frac{\partial^2 T_r}{\partial x^2} + \frac{Nu_D k_f L_{rt}}{D_h} (T_f - T_r) + \dot{q}'_M \quad (13a)$$

$$\rho_r c_r A_c (1 - \varepsilon) \frac{\partial T_r}{\partial t} = k_{eff} A_c \frac{\partial^2 T_r}{\partial x^2} + \frac{Nu_D k_f}{D_h} A_c (T_f - T_r) + \dot{q}'_M \quad (13b)$$

Nas equações anteriores,  $\rho_r$  é a massa específica do sólido,  $c_r$  é o calor específico do sólido,  $A_t$  é a área transversal de passagem do fluxo de calor por condução no sólido,  $k_{eff}$  é a condutividade térmica efetiva do sólido,  $\dot{q}'_M$  é a geração de calor devido à variação do campo magnético por unidade de comprimento do regenerador.

Para o regenerador, a equação da energia é semelhante à encontrada em Heidrich, (2002), para a configuração com placas planas paralelas, adicionando o termo de geração de calor devido à variação do campo magnético. Para o arranjo de partículas, semelhante ao encontrada em Engelbrecht *et al.* (2005).

A geração de calor devido à variação do campo magnético possui formas diferentes para ambas as configurações de regenerador. Para o caso de placas, e para o caso do arranjo de partículas sólidas, as gerações de calor são dadas por, respectivamente,

$$\dot{q}'_M = \rho_r c_r A_r \kappa_M \frac{dB}{dt}, \quad \dot{q}'_M = \rho_r c_r A_c (1 - \varepsilon) \kappa_M \frac{dB}{dt} \quad (14a)$$

onde  $\kappa_M = dT_r/dB$ , e pode ser obtido através das propriedades do material magnetocalórico, e pode ser encontrado em Tegus (2003).

O calor trocado instantaneamente nos trocadores de calor frio e quente, respectivamente, são dadas por,

$$\dot{Q}_C = \dot{m} c_f (T_{in} - T_C), \quad \dot{Q}_H = \dot{m} c_f (T_{in} - T_H) \quad (15a)$$

onde  $T_{in}$  é a temperatura do fluido na entrada de cada trocador.

A capacidade de refrigeração da máquina, avaliada ao nível do trocador de calor frio, é obtida pela integração do calor trocado instantaneamente ao longo do ciclo, conforme mostrado a seguir,

$$\bar{Q}_C = f \oint \dot{Q}_C dt \quad (16)$$

onde  $f$  é a frequência de operação da máquina.

#### 4. Resultados e Discussões

As equações que formam o sistema a ser resolvido, são discretizadas através do método dos volumes finitos, conforme explorado em Patankar, (1980). O sistema linear gerado é resolvido pelo método Gauss-Seidel.

Para a solução do problema, inicialmente uma condição de operação foi escolhida com o objetivo de analisar as variáveis do problema de forma detalhada. Esta condição escolhida não teve o objetivo de gerar um resultado para comparar com algum experimento ou outro modelo, tendo em vista que resultados com este nível de detalhamento não estão disponíveis.

A condição escolhida para este caso foi uma frequência de operação de 0,5Hz, fluxo de massa com perfil senoidal, em média 0,25 litros/minuto, em cada sentido do fluxo. As temperaturas dos trocadores de calor quente e frio, foram mantidas, respectivamente, iguais a 24°C e 16°C e um campo magnético aplicado uniformemente sobre o material, variando de 0 a 2T.

Na configuração para regenerador com placas planas paralelas, foram escolhidas 28 placas iguais de comprimento de 100mm, altura de 5mm, espessura de 1mm e espaçadas de 0,1mm, o que resulta em uma massa de aproximadamente 110g. Na configuração do arranjo de partículas, foi escolhido um volume de 100x30x5mm<sup>3</sup> e uma porosidade de 36%, o que resulta em uma massa de aproximadamente de 118g.

Cada simulação é feita de forma a abranger um ciclo de refrigeração magnética com quatro processos bem distintos, são eles: aplicação do campo magnético, transferência de calor para a água, retirada do campo magnético e transferência de calor para o sólido.

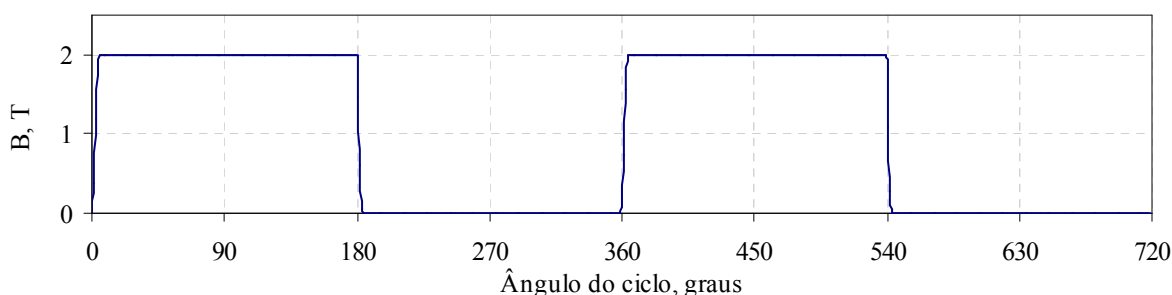


Figura 6. Campo magnético aplicado no regenerador ao longo de cada ciclo

A Fig. 6 apresenta o campo magnético ao longo do ciclo, que é aplicado no regenerador. Observa-se que as regiões de variação do campo magnético ocorrem de 180° em 180°, sendo que somente nestes pontos há geração de calor no material devido à aplicação do campo magnético.

O gráfico da Fig. 7 mostra que só existe geração de calor no material, nos instantes em que há variação do campo magnético. Quando o campo magnético aumenta, a geração de calor é positiva, e o material tem a sua temperatura aumentada. No contexto de materiais magnetocalóricos, uma geração de calor positiva ocorre quando, sob a aplicação do campo magnético sobre ele, seus dipolos magnéticos se alinham, e, para isto, liberam energia para sua rede cristalina. Quando o campo magnético diminui, a geração de calor é negativa, e o material tem a sua temperatura diminuída. No contexto de materiais magnetocalóricos, uma geração de calor negativa ocorre quando, sob a retirada do

campo magnético sobre ele, seus dipolos magnéticos voltam a ficar desalinhados, e, para isto, absorvem energia da sua rede cristalina.

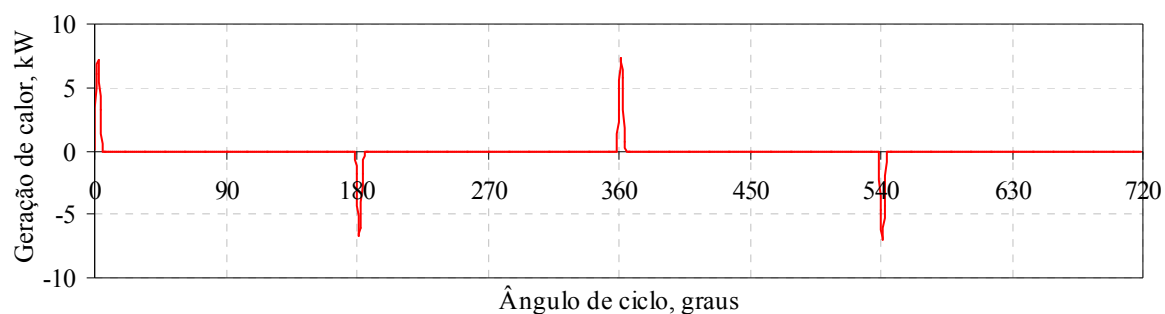


Figura 7. Geração de calor devido à aplicação do campo magnético

Nos intervalos entre as gerações de calor, a água é deslocada entre os reservatórios, transferindo o calor gerado e absorvido para os trocadores de calor. A Fig. 8 apresenta o perfil do fluxo de massa ao longo do ciclo.

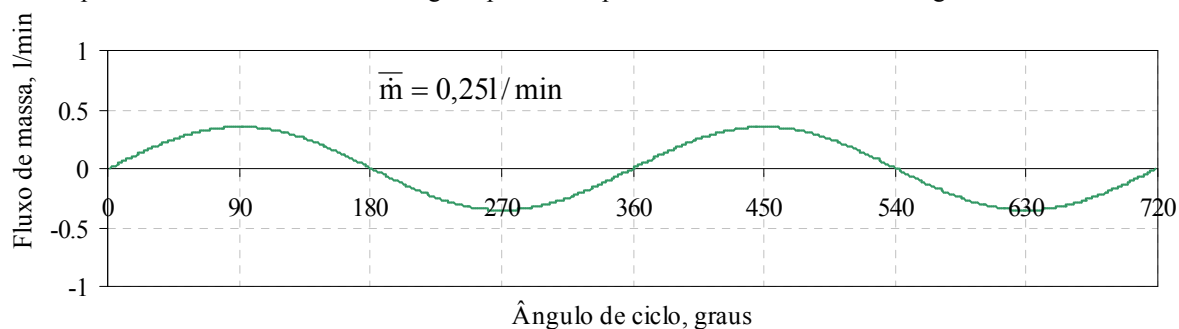


Figura 8. Fluxo de massa através do material magnetocalórico

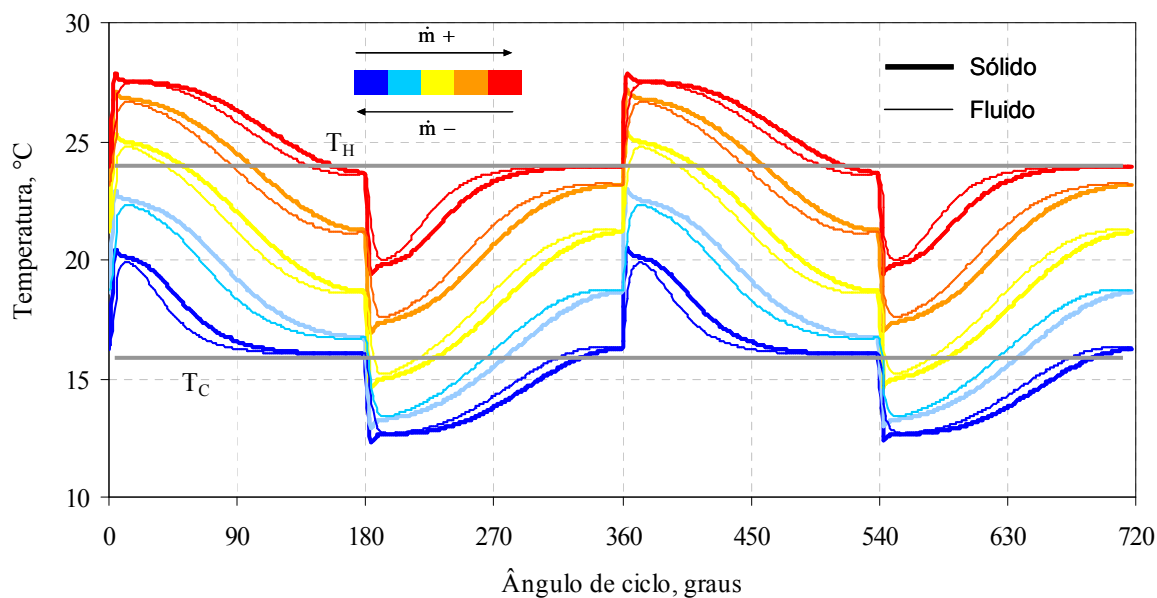


Figura 9. Perfil de temperatura ao longo do ciclo de refrigeração

O fluxo de massa positivo é no sentido do reservatório frio para o reservatório quente, e negativo, do reservatório quente para o reservatório frio. A Fig. 9 apresenta os perfis de temperatura no sólido e no fluido ao longo do ciclo de refrigeração, para cada seção transversal do regenerador.

Na Fig. 10 é mostrado o perfil de temperatura do regenerador ao longo do seu comprimento e nos intervalos de cada processo do ciclo de refrigeração. Os processos do ciclo termodinâmico estão identificados na Fig. 11.

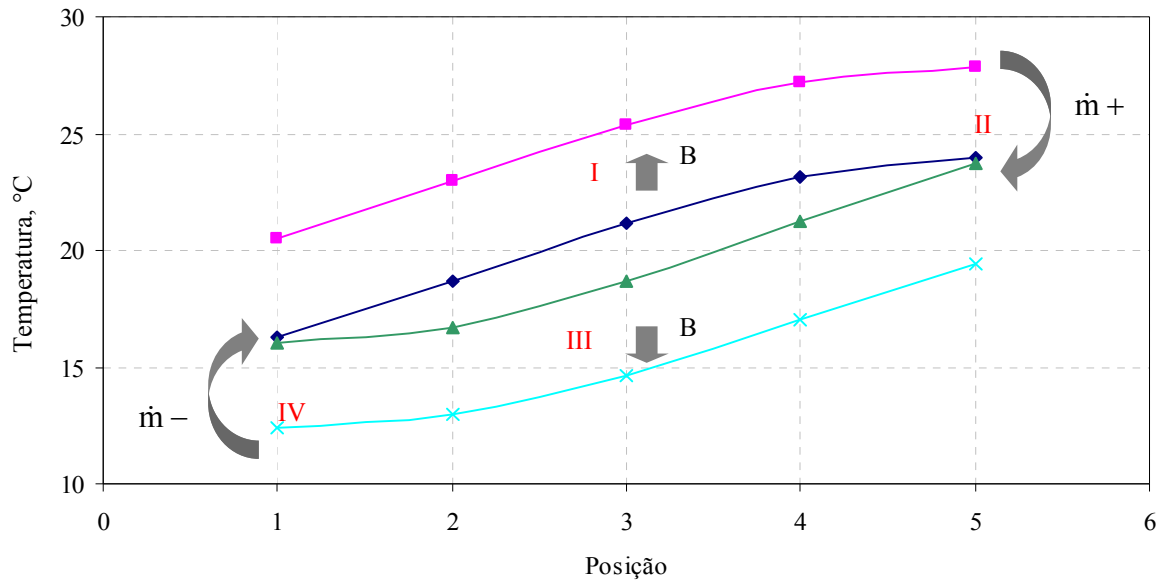


Figura 10. Perfil de temperatura ao longo do comprimento

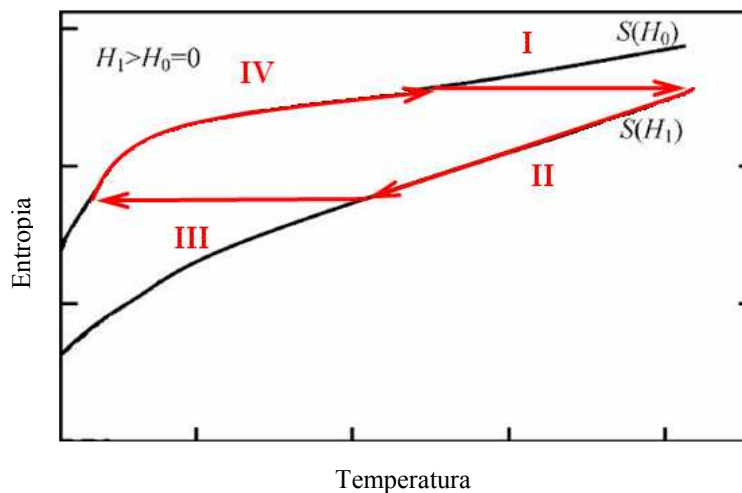


Figura 11. Processos no ciclo de refrigeração magnetocalórica.

Conforme ilustrado na Fig. 11, o processo I mostra o instante em que o campo magnético é aplicado e as temperaturas elevam-se em cada seção do regenerador. O processo II ocorre quando o fluido passa através do material sólido e retira o calor gerado. No processo III, o campo magnético é retirado e o material esfria abaixo da temperatura ambiente. Por fim, no processo IV, o fluido passa através do regenerador, resfriando-se e transferindo a energia novamente ao sólido.

Os calores nos trocadores de calor, frio e quente são mostrados na Fig. 12.

O calor que sai do refrigerador é convencionalmente considerado como sendo positivo e o que entra, negativo. A capacidade de refrigeração da máquina ao nível dos trocadores é obtida através da integração da curva de calor instantâneo no trocador frio. Para o caso atual, esta capacidade foi de aproximadamente 17,4W.

Uma série de simulações, em diferentes condições, foram realizadas com o objetivo de comparar a capacidade e a temperatura mínima atingida pela máquina, com valores experimentais reportados na literatura. Na Fig. 13 é mostrada a variação da capacidade de refrigeração da máquina em função do fluxo de massa médio, para diferentes  $\Delta T$  impostos nos trocadores. Os resultados a seguir são para a configuração do regenerador com um arranjo de partículas sólidas e frequência de operação de 2Hz.

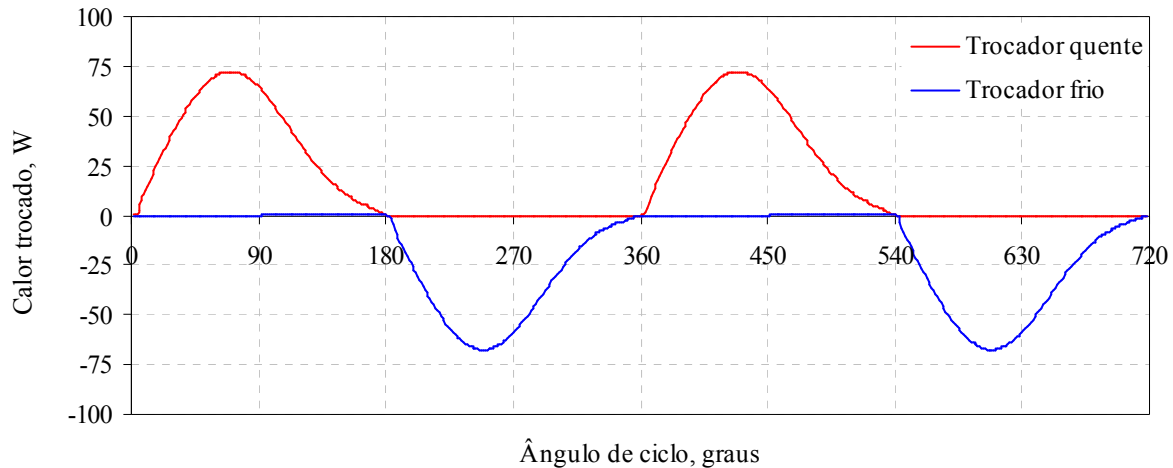


Figura 12. Calores trocados instantaneamente nos trocadores de calor

Observa-se no gráfico da Fig. 13 que, quanto maior o  $\Delta T$  nos trocadores de calor, menor é a capacidade de refrigeração para um mesmo fluxo de massa.

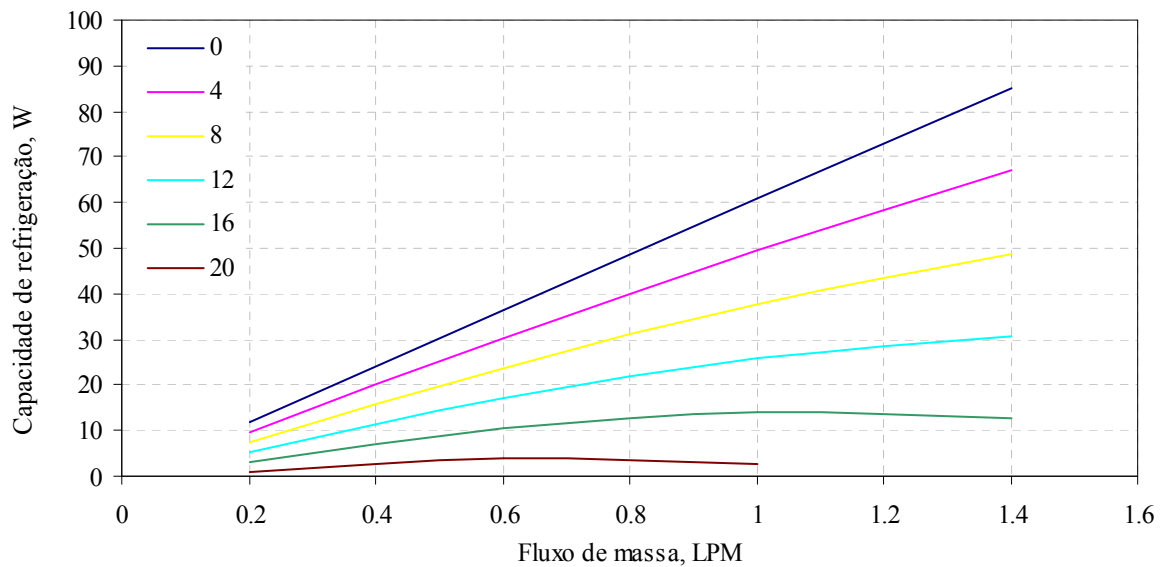


Figura 13. Capacidade em função do fluxo de massa para diferentes  $\Delta T$  nos trocadores em  $^{\circ}C$

Observa-se também, que para os  $\Delta T$  nos trocadores de  $20^{\circ}C$  e  $16^{\circ}C$ , existe um fluxo de massa tal que a capacidade de refrigeração possui um valor de máximo local, e este valor não é o mesmo para cada  $\Delta T$ . As demais curvas apresentam uma tendência a ter um ponto de máximo local para um fluxo de massa maior que 1.4 l/min. Um estudo da otimização de parâmetros como fluxo de massa e frequência, para a obtenção da maior capacidade de refrigeração, é apresentado por Teixeira *et al.* (2006).

No gráfico da Fig. 14 é mostrado o  $\Delta T$  nos trocadores em função do fluxo de massa para cada valor de capacidade de refrigeração, comparando com os resultados experimentais obtidos por Pecharsky, (2005). Os casos simulados procuraram ter como parâmetros os mesmos do experimento. Porém, o autor dos experimentos não fornece alguns detalhes importantes para que os casos sejam reproduzidos com exatidão. Detalhes como geometria, massa de material utilizado e local exato onde as temperaturas são medidas, são omitidas pelo autor. A comparação, no entanto, é válida sob o ponto de vista qualitativo de forma a observar a tendência das curvas. Neste contexto os resultados da simulação se mostraram consistentes com os experimentos. A validação completa do modelo, comparando com experimentos mais detalhados, é objeto de estudo atual. Da Fig. 14 pode-se tirar uma informação importante da máquina, o  $\Delta T$  máximo atingido pelos trocadores de calor, que no caso em questão ficou próximo dos  $23^{\circ}C$ .

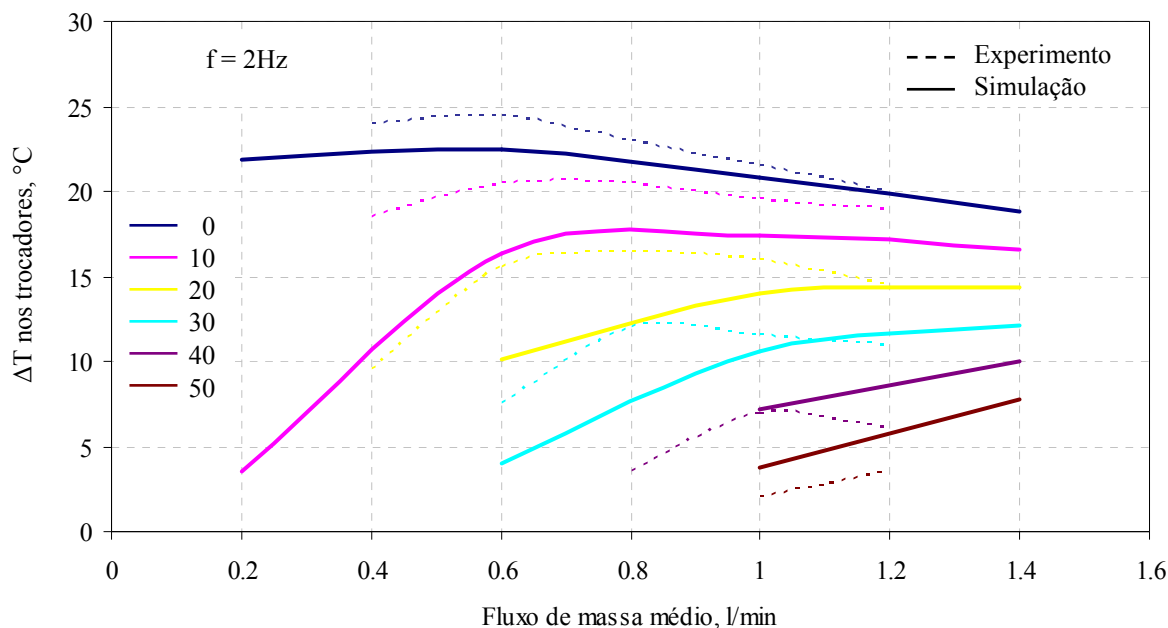


Figura 14.  $\Delta T$  nos trocadores em função do fluxo de massa para diferentes capacidades de refrigeração em W

Para o cálculo do coeficiente de performance da máquina (COP), é necessário computar todas as perdas envolvidas e a energia consumida para manter a máquina em operação. Estas potências são: perda de carga no regenerador, nos trocadores de calor e nos reservatórios, energia consumida para colocar e retirar o material magnetocalórico da influência do campo magnético, etc. O cálculo do COP do refrigerador magnetocalórico é objeto de estudos posteriores.

## 5. Conclusões

O presente estudo apresentou um modelo para simulação de um refrigerador magnetocalórico. Após uma descrição do efeito magnetocalórico e suas características, o problema foi formulado e um modelo foi proposto baseado na termodinâmica de materiais magnetocalóricos e em modelos para escoamento de fluidos em regeneradores. Os resultados mostram em detalhes os perfis de temperatura ao longo do fluido e do sólido, características da operação de refrigeradores magnetocalóricos e comparações com experimentos. Para a máquina simulada no presente trabalho, a máxima diferença de temperatura obtida foi cerca de 23°C, com capacidade zero, e a máxima capacidade foi de 50W com uma diferença de temperatura de 7°C. Os resultados das comparações da simulação com os experimentos se mostraram consistentes, possibilitando a utilização desta ferramenta para o projeto de máquinas magnetocalóricas.

## 6. Referências Bibliográficas

- Engelbrecht, K., Nellis, G. and Klein, S., 2005, "A Numerical Model of an Active Magnetic Regenerator Refrigeration System, Final Report", Air Conditioning and Refrigeration Technology Institute;
- Heidrich, J. W. F., 2002, "Modelagem e Análise Computacional de uma Máquina Stirling de Pistão Livre", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil;
- Kitanovsk, A., Egolf, E. W., 2006, "Thermodynamics of Magnetic Refrigeration", International Journal of Refrigeration", Vol. 29, pp 3-21;
- Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill Book Company;
- Pecharsky, V. K., 2005, "Thermodynamics of the Magnetocaloric Effect", Notas do Curso ministrado no Instituto de Física da Unicamp, Vol. 01, pp. 30-32.
- Pecharsky, V. K., Gschneidner Jr., K. A., 1999, "Magnetocaloric Effect and Magnetic Refrigeration", Journal of Magnetism and Magnetic Materials, Vol. 200, pp 44-56;
- Rowe, A., Tura, A., Dikeos, J., Chahine, R., 2005, "Near Room Temperature Magnetic Refrigeration", Proceedings of the International Green Energy Conference", n°48;
- Shir, F., Della Torre, E., Bennett, L. H., Mavriplis, C. and Shull, L. D., 2004, "Modeling of Magnetization and Demagnetization in Magnetic Regenerative Refrigeration", IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 40, n°4, pp 2098-2100;
- Shir, F., Mavriplis, C., Bennett, L. H. and Della Torre, E., 2005, "Analysis of Room Temperature Magnetic Regenerative Refrigeration", International Journal of Refrigeration, Vol. 28, pp 616-627;



- Smaïli, A., Chahine, R., 1998, "Thermodynamic Investigations of Optimum Active Magnetic Regenerators", *Cryogenics*, Vol. 38, pp 247-252;
- Tegus, O., 2003, "Novel Materials for Magnetic Refrigeration", Ph. D. Thesis, Van der Waals-Zeeman Instituut, Universiteit van Amsterdam;
- Teixeira, R. P., 2006, "Otimização de Regeneradores para Operação em Refrigeração Magnetocalórica", 11° Encontro Nacional de Ciências Térmicas – ENCIT 2006;

## **MAGNETOCALORIC REFRIGERATION AND ITS APPLICATION AT ROOM TEMPERATURE**

Juliano W. F. Heidrich

Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics - Polo  
Mechanical Engineering Department  
Federal University of Santa Catarina – UFSC  
Trindade – Mail Box 476 – Florianópolis (SC) – 88040-900 - Brazil  
juliano@polo.ufsc.br

Alvaro T. Prata

Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics - Polo  
Mechanical Engineering Department  
Federal University of Santa Catarina – UFSC  
Trindade – Mail Box 476 – Florianópolis (SC) – 88040-900 - Brazil  
prata@polo.ufsc.br

### **Abstract**

*The present work has for objective the development of a mathematical model for numerical simulation of a magnetocaloric refrigerator for applications at room ambient temperature. Recently studies has been made in the area of magnetocalórica refrigeration, for objective to become it viable as an alternative the current refrigeration systems, like vapor compression. The main point of this technology is in a property that certain materials present, where suffers a variation in its temperature under the application of an external magnetic field. The studies are concentrated in diverse areas as in the attainment of the magnetic field, different configurations of the refrigeration magnetocaloric systems, different refrigeration cycles, magnetocaloric materials, modeling of the magnetocaloric effect. In this work a model for simulation of a magnetocaloric refrigerator will be proposed.*

*Keywords: Magnetocaloric, Refrigeration, Gadolinium, Simulation.*

## OTIMIZAÇÃO DE REGENERADORES PARA OPERAÇÃO EM REFRIGERAÇÃO MAGNETOCALÓRICA

### Rafael P. Teixeira

POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC  
Trindade – Caixa Postal 476 – Florianópolis (SC) – 88040-900  
rafaelptx@polo.ufsc.br

### Juliano W. F. Heidrich

POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC  
Trindade – Caixa Postal 476 – Florianópolis (SC) – 88040-900  
juliano@polo.ufsc.br

### Alvaro T. Prata

POLO - Laboratórios de Pesquisa em Refrigeração e Termofísica  
Departamento de Engenharia Mecânica  
Universidade Federal de Santa Catarina – UFSC  
Trindade – Caixa Postal 476 – Florianópolis (SC) – 88040-900  
prata@polo.ufsc.br

**Resumo.** Este trabalho tem como objetivo otimizar alguns parâmetros afetos ao regenerador de uma máquina de refrigeração que opera fazendo uso do efeito magnetocalórico. O efeito magnetocalórico é uma tecnologia pouco explorada na área de refrigeração em temperaturas próximas da ambiente, mas que tem se apresentado como promissora em virtude de novos avanços associados ao desenvolvimento de novos materiais. Alguns metais quando submetidos a um campo magnético têm a sua temperatura elevada e quando o campo é retirado a temperatura é reduzida, caracterizando o que se entende por efeito magnetocalórico. Neste artigo serão discutidas generalidades sobre materiais magnetocalórico e em seguida é proposta uma máquina para a utilização desta tecnologia. O refrigerador proposto é constituído de uma bomba que imprime um movimento periódico oscilatório ao fluido de trabalho, conduzindo-o através de dois trocadores de calor e de um regenerador. Dependendo do sentido do escoamento do fluido de trabalho este absorve ou cede calor para o ambiente. O regenerador é formado por placas planas paralelas e é constituído de gadolínio que é o material magnetocalórico utilizado no presente trabalho. Fazendo uso de algoritmos genéticos, a amplitude e a frequência da vazão mássica do fluido de trabalho serão otimizadas de forma a propiciar a maior capacidade de refrigeração. Os resultados apresentam valores para os pontos ótimos de amplitude e frequência do fluxo de massa para diferentes temperaturas da fonte quente e da fonte fria.

*Palavras chave:* Magnetocalórico, Refrigeração, Otimização, Simulação.

### 1. Introdução

Efeito magnetocalórico é a propriedade de alguns materiais de gerar calor quando são submetidos a um campo magnético externo. O efeito é devido ao acoplamento da rede interna de partículas magnetizadas com um campo magnético, o que muda a parcela magnética da entropia do sólido. Tal como a compressão de um gás, a magnetização isotérmica de um material paramagnético ou ferromagnético leve, reduz a entropia e, em um processo reversível, a desmagnetização (similar à expansão de um gás) restaura a entropia magnética do material. Esta redução de entropia ocorre pela liberação de calor pelo material

Após a aplicação do campo magnético externo a temperatura do material sofre um acréscimo. Este acréscimo depende do tipo de material utilizado, da intensidade do campo magnético e da temperatura em que se encontra o material. O acréscimo de temperatura em função da temperatura do material possui um ponto de ótimo. A temperatura deste ponto é chamada de temperatura de Curie.

Este comportamento físico de alguns materiais é conhecido há mais de um século e a sua aplicação para refrigeração foi demonstrada experimentalmente pela primeira vez em 1933 por W. F. Giauque e D. P. MacDougall, o primeiro ganhador do prêmio Nobel de química de 1949. Diversas configurações de sistemas de refrigeração magnetocalórico têm sido propostas, porém nenhuma foi utilizada em larga escala para aplicação comercial. Há várias

dificuldades associadas à implementação tecnológica da refrigeração magnetocalórica cuja essência está no desenvolvimento de materiais adequados. Para aplicações em temperaturas próximas da ambiente, o uso de regeneradores de calor tem se mostrado uma alternativa muito promissora, conforme explorado por Heidrich e Prata (2006). No presente trabalho, o circuito de refrigeração explorado por Heidrich e Prata será utilizado e a amplitude média e a vazão mássica do fluido refrigerante serão otimizadas para o melhor desempenho do refrigerador.

## 2. Materiais Magnetocalóricos

Recentemente, diversas pesquisas têm sido realizadas sobre os elementos magnéticos puros e suas ligas de solução sólida com vistas ao desenvolvimento de novos materiais. Para uma revisão sobre o estado da arte de materiais e o efeito magnetocalórico, referência é feita aos trabalhos de Gschneidner e Pecharsky (2000), Gschneidner e Pecharsky (2002) e Tishin e Spichkin (2003). Algumas da descobertas mais recentes serão exploradas a seguir.

Chernyshov *et al.* (2002) estudaram o MCE do metal terra rara disprósio, Dy, de cristal único e elevada pureza quando o campo magnético foi aplicado no sentido fácil da magnetização nos campos de até 14 kOe. No geral, seus resultados apresentaram boa concordância com os resultados prévios do Dy policristalino de baixa pureza. Entretanto, os autores descobriram duas novas fases de campo magnético alto nas regiões de temperatura de 105 a 127 K e de 179 a 182 K, e um novo diagrama de fase magnética foi proposto. Um MCE positivo razoavelmente substancial (isto é  $\Delta T_{ad} > 0$ ) é observado em temperaturas próximas de 90 K na transição de primeira ordem do antiferromagnético para ferromagnético, que cresce mais rapidamente e é aproximadamente 10-30% maior do que o previamente observado. Entre 160 e 180 K há um  $\Delta T_{ad}$  negativo pequeno que é mais ou menos como o observado previamente. Entretanto, entre 180 e 210 K há outra vez um MCE positivo que é, sobre um fator de 2, maior do que o previamente observado no Dy policristalino de baixa pureza.

O efeito de dopar 50-50 o Gd:Dy ligado com Nd (até 30%) foi estudado por Dai *et al.* (2000), que encontrou a temperatura de Curie abaixo de 235 K para a liga base a 165 K para  $Gd_{0,35}Dy_{0,35}Nd_{0,30}$ . A variação de entropia magnética,  $\Delta S_M$ , foi reduzida em 15% na respectiva temperatura requisitada pela substituição do Nd para Gd: Dy. Sob armazenamento em ar por dois anos, a magnetização do Nd contendo ligas diminuiu em aproximadamente 20%, enquanto aquelas sem Nd não mudaram. Isto deverá ter um efeito notável nas propriedades do MCE das ligas substitutas do Nd. As adições de Tb e de Nd ao Gd abaxam a temperatura de Curie do Gd e que as adições pequenas de Nd (~5%) têm somente uma ligeira influência no MCE da liga de  $Gd_{1-x}Tb_x$ .

Wang *et al.* (2004) observaram que as adições de B ao Gd (2, 5 e 7%) expandiram o volume da célula unitária, elevando a  $T_C$  de 4 a 298 K, aumentando a capacidade de refrigeração em 12% e não tendo nenhum efeito na  $\Delta S_M$ . A variação dos parâmetros da rede e da  $T_C$  com B sugeriu que a máxima solubilidade sólida do B no Gd é 2% ou menos.

A dependência de temperatura do MCE do Er é completamente complexa, desde que tenha uma transição magnética de primeira ordem em 18,7 K, duas transições de segunda ordem em 52,7 e 86,4 K e a transição rotação-deslizamento em 26,2 K. A adição de Pr no Er ( $Er_{1-x}Pr_x$  para  $0 \leq x \leq 0.30$ ) foi estudada por Wu *et al.* (2002). Eles verificaram que a temperatura requerida de 86,4 K estava abaixo e que a de 18,7 K do pico de primeira ordem estava acima por adições de Pr. Em conseqüência, o  $\Delta T_{ad}$  em 18,7 K em Er puro é reduzido em aproximadamente um terço para  $x \geq 0.1$  para uma mudança do campo magnético de 0 a 20 kOe, quando o MCE da transição superior (86,4 K) aumentar por um fator de 2. Isto resulta em um MCE quase constante entre 35 e 50 K para  $0.1 \leq x \leq 0.3$ . Para uma mudança do campo de 0 a 50 kOe, o MCE associado com a transformação 18,7 K é reduzido também para  $0.1 \leq x \leq 0.2$ , mas para  $x = 0.2$  a temperatura superior requisitada foi reduzida a aproximadamente 50K e seu MCE é aumentado em ~20% comparado com o valor do  $\Delta T_{ad}$  para o pico de 18.7K de Er puro.

### 2.1. Compostos baseados em $RCO_2$

As fases  $RCO_2$ , onde R pode assumir a função de um lantanídeo, foram largamente estudadas porque três delas exibem uma transição de primeira ordem paramagnética-ferromagnética quando  $R = Dy, Ho$  e  $Er$  enquanto que as outras fases  $RCO_2$  se tornam ferromagnéticas através de uma transição de segunda ordem. Muitos dos trabalhos realizados antes de 2000 podem ser revistos em Gschneidner e Pecharsky (2000), e Gschneidner e Pecharsky (2002). A maioria dos estudos recentes envolve a substituição de um metal de terra rara por um dos lantanídeos magnéticos ou a substituição de um metal não terra rara por Co. Mas, em conseqüência destes estudos, a maioria dos investigadores mediu  $\Delta S_M$  para a fase binária pura de  $RCO_2$  e confirmou os resultados relatados na literatura. Uma exceção foi o estudo realizado por Wang *et al.* (2002), que mediu a variação do  $\Delta S_M$  a baixos campos (4, 8 e 10 kOe); ao contrário de todos os estudos mais recentes, onde o campo magnético aplicado mais baixo era da ordem de 10 kOe ou mais alto. A variação de  $\Delta S_M$  em relação ao campo magnético aplicado para  $DyCo_2$  é mostrada na Fig. 1(a) e o  $\Delta T_{ad}$  é mostrado na Fig. 1(b) junto com alguns outros materiais.

### 2.2. Compostos à base de $RAI_2$

Somente sete artigos foram publicados nas fases  $RAI_2$  desde 1999, quatro experimentais e três teóricos. O MCE do  $GdAl_2$ ,  $TbAl_2$ ,  $(Gd_{0,6}Tb_{0,4})Al_2$  e uma série  $(Tb_{1-x}Y_x)$  das ligas  $Al_2$  foram medidos, enquanto que os cálculos teóricos do

MCE do  $\text{RAl}_2$  ( $\text{R} = \text{Pr}, \text{Nd}, \text{Tb}, \text{Dy}, \text{Ho}, \text{Er}$  e  $\text{Tm}$ ), de  $\text{DyAl}_2$  e do sistema pseudo-binário baseado em  $(\text{Dy}_{1-x}\text{Er}_x)\text{Al}_2$  foram relatados.

Os dados experimentais relatados para  $\text{GdAl}_2$ ,  $\text{TbAl}_2$  e  $(\text{Gd}_{0.6}\text{Tb}_{0.4})\text{Al}_2$  São os mais sinceros votos, consistentes com outros valores de  $\text{RAl}_2$ . Para  $(\text{Tb}_{1-x}\text{Y}_x)\text{Al}_2$  (a densidade para  $x = 0,5$  é  $4,866 \text{ g/cm}^3$ ). Estima-se que  $\Delta S_M$  é em torno de  $-90 \text{ mJ/cm}^3\text{K}$  para um  $\Delta H=50 \text{ kOe}$ , que é significativamente menor do que o valor esperado para as fases  $\text{RAl}_2$  com  $T_C=30 \text{ K}$ . Este valor é razoável desde que a concentração do metal magnético Tb, que conta para o MCE, for 50% daquele encontrado nas fases  $\text{RAl}_2$  não diluídas.

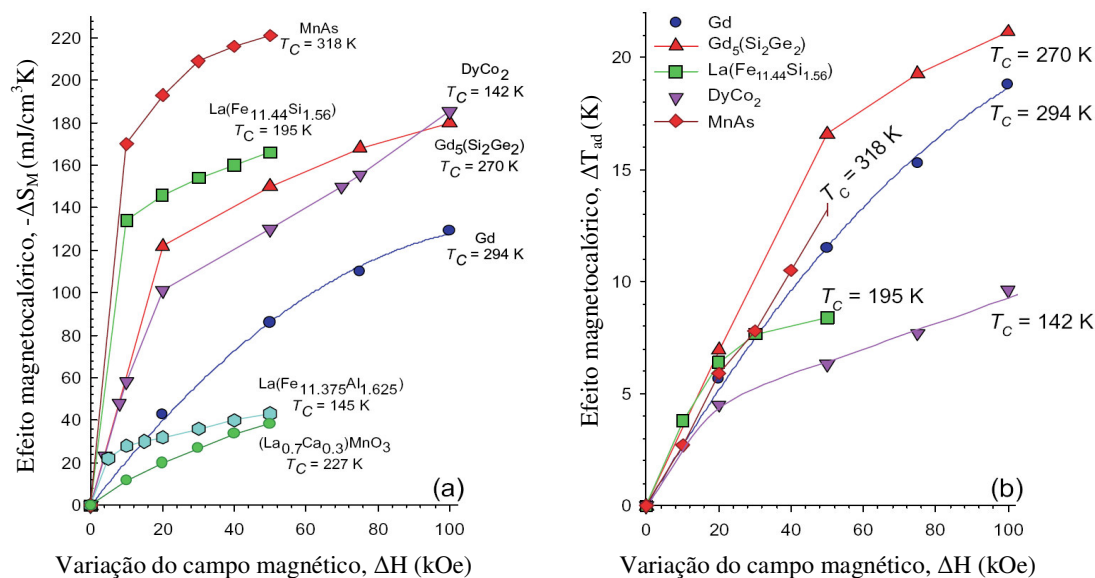


Figura 1. A mudança da entropia isotérmica em função da variação no campo magnético para o  $\text{DyCo}_2$ ,  $\text{Gd}_5(\text{Si}_2\text{Ge}_2)$ ,  $\text{La}(\text{Fe}_{11.44}\text{Si}_{1.56})$ ,  $\text{La}(\text{Fe}_{11.375}\text{Al}_{1.625})$ ,  $\text{Gd}$ ,  $(\text{La}_{0.7}\text{Ca}_{0.3})\text{MnO}_3$  e  $\text{MnAs}$ . Os pontos foram retirados do trabalho de Gshneidner (2005)

O grupo brasileiro von Ranke (2001) realizou cálculos teóricos para diversos dos compostos  $\text{RAl}_2$ . Calcularam  $\Delta S_M$  para as fases  $\text{RAl}_2$  onde  $\text{R} = \text{Pr}, \text{Nd}, \text{Gd}, \text{Tb}, \text{Dy}, \text{Ho}, \text{Er}$  e  $\text{Tm}$ . Os valores teóricos para o  $\text{ErAl}_2$  estavam perfeitamente de acordo com resultados experimentais e com uma boa aproximação para o  $\text{DyAl}_2$ . Os valores experimentais do MCE para outros  $\text{RAl}_2$  não eram conhecidos até o momento, mas foi previsto que o valor máximo de  $\Delta S_M$  seria para  $\text{ErAl}_2$  e diminuiria na ordem  $\text{Ho}$  a  $\text{Dy}$  a  $\text{Tb}$  para os lantanídeos pesados com números atômicos ( $Z$ ) menores do que o  $\text{Er}$ . O valor do  $\Delta S_M$  para  $\text{TmAl}_2$  (de onde  $Z$  é menor que o do  $\text{Er}$ ) é menor do que o do  $\text{ErAl}_2$ , mas maior do que o do  $\text{HoAl}_2$ . Para os lantanídeos leves,  $\text{PrAl}_2$  e  $\text{NdAl}_2$ , os valores do MCE são menores do que para os lantanídeos pesados para os mesmos valores de  $T_C$ .

### 2.3. Compostos baseados em $\text{RNi}_2$

Dois estudos teóricos nas fases  $\text{RNi}_2$  foram realizados com  $\text{R} = \text{Pr}, \text{Nd}, \text{Gd}, \text{Tb}, \text{Dy}, \text{Ho}$  e  $\text{Er}$ . von Ranke *et al.* (2001), fazendo uso de um modelo Hamiltoniano que inclui interações anisotrópicas do campo elétrico cristalino e interações de troca, predisseram as propriedades do MCE das fases do  $\text{RNi}_2$  para  $\text{R} = \text{Pr}, \text{Nd}, \text{Gd}, \text{Tb}, \text{Ho}$  e  $\text{Er}$ . Para a fase  $\text{ErNi}_2$ , os valores teóricos do  $\Delta S_M$  estavam em excelente acordo com os experimentos e em bom acordo para a  $\Delta T_{ad}$ . As outras fases  $\text{RNi}_2$  não foram estudadas experimentalmente. A  $\Delta S_M$  máxima foi estimada e ocorrer para  $\text{HoNi}_2$ , seguido por  $\text{Tb}$ ,  $\text{Er}$ , por  $\text{Gd}$ , por  $\text{Nd}$  e por  $\text{Pr}$ . Os valores destes MCE são comparáveis com os aqueles calculados pelos mesmos autores para os compostos de  $\text{RAl}_2$  correspondentes. Os valores de  $\Delta T_{ad}$  são também máximas para o  $\text{HoNi}_2$ , mas a ordem é diferente para os valores de  $\Delta S_M$ , isto é, o valor de  $\Delta T_{ad}$  é o segundo o maior para o  $\text{ErNi}_2$ , seguido por  $\text{Dy}$ ,  $\text{Tb}$ ,  $\text{Nd}$ ,  $\text{Gd}$  e  $\text{Pr}$ . Os autores predisseram também um segundo pico nos valores do MCE em  $\sim 1.5 \text{ K}$  para o  $\text{HoNi}_2$  o que pensam ser devido a uma alta densidade de estados a baixas temperaturas. Análises semelhantes para diversos outros materiais magnetocalóricos, podem ser encontradas em Gshneidner *et al.* (2005).

### 3. Modelagem do Refrigerador Magnetocalórico

A máquina a ser explorada aqui é aquela apresentada por Heidrich e Prata (2006) e é formada por duas câmaras que contém um fluido de trabalho e são conectadas por um canal. Neste canal estão dispostos dois trocadores de calor e

entre eles um regenerador, cujas partes sólidas são constituídas por um material magnetocalórico. O fluido é bombeado de uma câmara para a outra por meio de um deslocador que está localizado entre elas. A Fig. 2 mostra o esquema de funcionamento do refrigerador magnetocalórico.

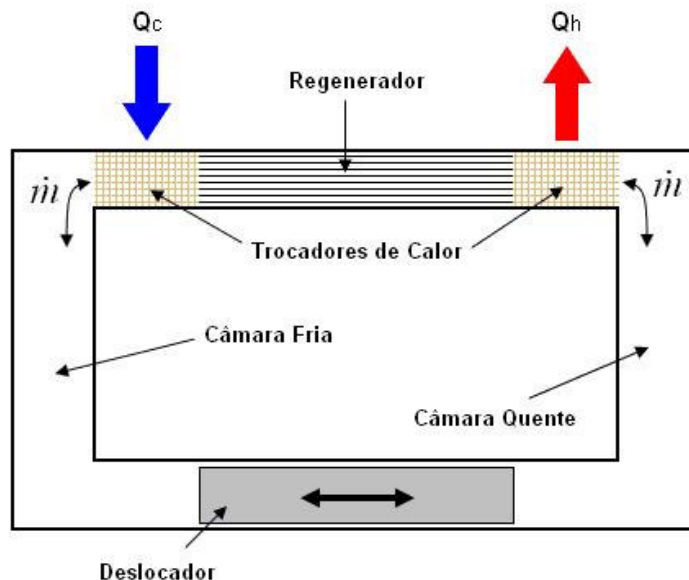


Figura 2. Esquema de funcionamento do Refrigerador Magnetocalórico

Quando o fluido passa em direção a câmara quente (sentido horário da Fig. 2) ele tem sua temperatura aumentada dentro do regenerador, que neste momento está submetido a um campo magnético. O fluido escoar então por um trocador de calor cedendo o calor recebido no regenerador para uma fonte quente. Após este processo, o deslocador inverte o seu sentido bombeando o fluido para a câmara fria (sentido anti-horário). Neste momento o regenerador não está mais sob a ação de um campo magnético e sua temperatura é menor do que a do fluido de trabalho. Por conseguinte, o fluido de trabalho perde calor para o regenerador e na saída do regenerador o fluido escoar por outro trocador de calor retirando calor de uma fonte fria. Na seqüência o deslocador inverte novamente o seu sentido reiniciando o ciclo.

O modelo proposto por Heidrich e Prata (2006) utiliza a água como fluido de trabalho e o material magnetocalórico empregado é o gadolínio. Os propósitos da utilização deste material, nas atuais simulações, são as suas propriedades magnetocalóricas, onde a temperatura de Curie é verificada próxima à temperatura ambiente, possibilitando a sua utilização de maneira mais eficaz em refrigeradores domésticos e aparelhos de ar condicionado, pelo seu baixo custo, sendo, em virtude disso, largamente utilizado em experimentos e pelas suas propriedades térmicas já estudadas. Nas câmaras o fluido de trabalho é modelado pelas equações de estado, conservação da massa e conservação da energia. Para o gadolínio no regenerador e para o fluido de trabalho que escoar através do mesmo, são utilizadas as equações de energia de forma a modelar tanto o armazenamento de energia como os mecanismos de condução e convecção, conforme sugerido por Heidrich (2002). O regenerador é formado por placas planas paralelas e dependendo da aplicação ou não do campo magnético externo ocorre uma geração de calor e sua temperatura se torna maior ou menor do que aquela do fluido de trabalho. A fig. 3 mostra uma representação esquemática do regenerador de placas paralelas.

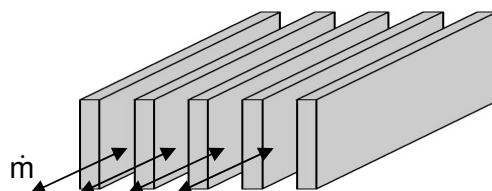


Figura 3. Regenerador de placas paralelas.

O escoamento do fluido de trabalho através do regenerador é modelado pela equação da conservação da quantidade de movimento linear, e a modelagem completa do problema requer ainda, as equações de troca de calor instantânea nos

trocadores de calor e a capacidade de refrigeração, calculada integrando o calor trocado instantaneamente no trocador de calor frio durante um ciclo.

O conjunto de equações que governa o problema não possui solução analítica e a integração numérica é obtida pelo método dos volumes finitos (Patankar, 1980). O sistema de equações é resolvido pelo método de Gauss-Seidel.

#### 4. Otimização

O desempenho do refrigerador magnetocalórico conforme explorado na seção anterior é muito afetado pela frequência e amplitude do escoamento do fluido de trabalho. Ambos os parâmetros devem estar em sintonia com a aplicação e retirada do campo magnético no regenerador, de forma que durante o aquecimento e o resfriamento do material o sentido e a magnitude do escoamento possam favorecer o correto funcionamento da máquina. Comumente a escolha da vazão e da frequência de operação do fluido de trabalho é realizada a partir de métodos convencionais de procura onde tais parâmetros são variados até que se encontre um bom resultado no indicador de desempenho da máquina. A utilização de métodos de procura do tipo tentativa e erro pode levar a ótimos locais ou a um ótimo para uma variável apenas. Isto é particularmente verdadeiro quando o ótimo local está relativamente afastado do ótimo global, conforme mostrado na Fig. 4.

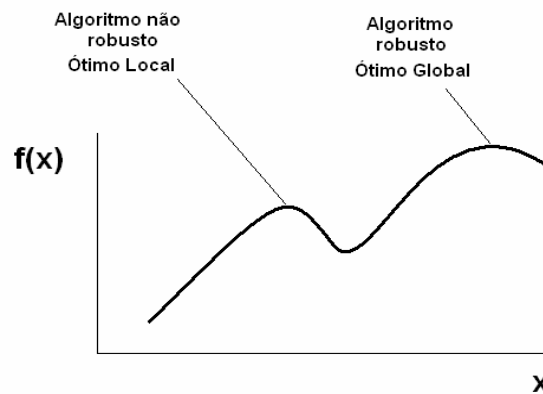


Figura 4. Representação de ótimo local e global

No contexto discutido anteriormente e visto a recente exploração do efeito magnetocalórico resolveu-se embasar melhor a otimização desta máquina. Para isto, foi utilizado o software comercial de otimização Mode Frontier da empresa ESTECO Ltda.. Para simulação do refrigerador uso é feito da metodologia apresentada em Heidrich e Prata (2006). Um documento de entrada do simulador magnetocalórico dá início ao programa executável, que gera um arquivo de saída. O software de otimização lê no arquivo de saída os resultados, armazena e determina um novo valor da variável a ser otimizada. A decisão do novo valor da variável a ser otimizada depende da natureza do algoritmo utilizado. Para o presente trabalho, uso foi feito do algoritmo genético (Coley, 1997).

Muito conhecido por sua robustez, os algoritmos genéticos, evitam que se caia em ótimos locais, e com a sua característica randômica é ideal para problemas complexos onde não se conhece o comportamento das funções. Seus parâmetros de mutação, seleção, mutação do DNA, e elitismo possibilitam a convergência para um ponto de ótimo, porém varrendo de forma segura todo o intervalo dos parâmetros a serem otimizados. Sua principal desvantagem é o tempo elevado para encontrar o ponto de ótimo, em comparação a outros métodos como o Simplex, por exemplo.

No refrigerador magnetocalórico a otimização teve como objetivo a maximização da capacidade de refrigeração, ou seja, o calor total trocado com o ambiente a ser refrigerado (trocador de calor frio). Em virtude do foco do presente trabalho no efeito magnetocalórico, o regenerador é aqui identificado pelos seus parâmetros, que estando devidamente ajustados proporciona uma melhor capacidade da máquina. Desta forma, o regenerador é o principal componente do refrigerador magnetocalórico, primordial para o efeito de refrigeração e o foco da otimização. Os parâmetros considerados na otimização foram a vazão mássica média e a frequência com que é alternado o sentido do fluido de trabalho no regenerador. O bombeamento do fluido de trabalho é feito por um movimento alternado, e a amplitude deste fluxo bem como a frequência de inversão do sentido, podem ser modificadas para refinar o funcionamento da máquina. Estes dois parâmetros são independentes e afetam a capacidade de refrigeração da máquina.

Quanto maior for o volume de fluido que circular dentro do regenerador maior é a quantidade de calor que poderá ser retirada e cedida. O calor retirado e cedido ao fluido de trabalho aumenta e reduz sua temperatura, respectivamente, e quanto maior a variação entre as temperaturas do fluido de trabalho e dos trocadores de calor maior a capacidade da máquina. Uma pequena variação de temperatura do fluido dentro do regenerador implica numa má utilização do trocador de calor, resultando, como consequência, em uma baixa capacidade. Se a frequência for muito baixa o ciclo se torna longo e a temperatura do regenerador pode se tornar igual à do fluido o que resulta em uma ausência de troca de calor. É de se esperar portanto que tanto a amplitude como a frequência com que o fluido escoar apresentem um ponto

ótimo em que a capacidade do refrigerador será maximizada. As fig. 5 e 6 mostram, respectivamente, o comportamento da capacidade de refrigeração com a variação do fluxo de massa médio e da frequência.

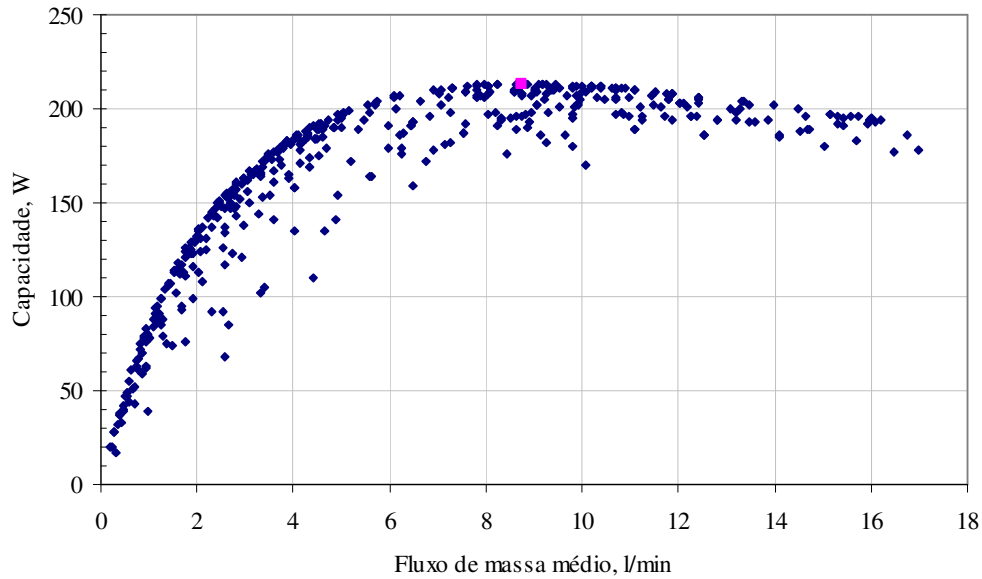


Figura 5. Ponto ótimo do fluxo de massa médio

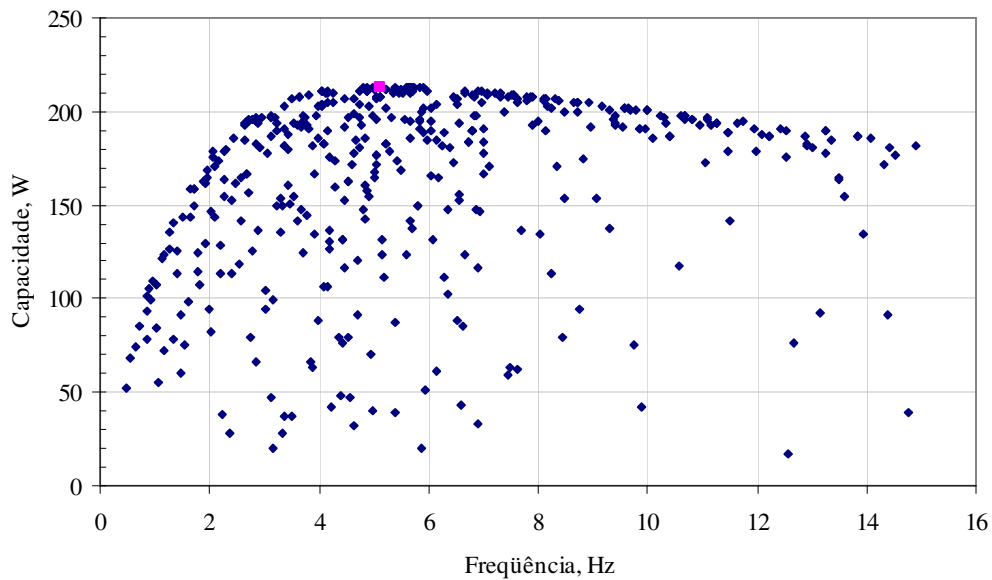


Figura 6. Ponto ótimo da frequência

Foram encontrados os pontos ótimos de amplitude e frequência do fluxo de massa para diferenças de 20, 16, 12, 8, 4, e 0 °C de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria, conforme mostrado na Fig. 7. A abscissa da figura indica a frequência em ciclos por segundo e a ordenada a amplitude média da vazão mássica em litros por minuto. Para cada diferença de temperatura imposta entre os trocadores de calor é indicado a capacidade de refrigeração obtida no ponto de operação otimizado. Como já era esperado, maiores diferenças de temperatura resultam em menores capacidades de refrigeração.

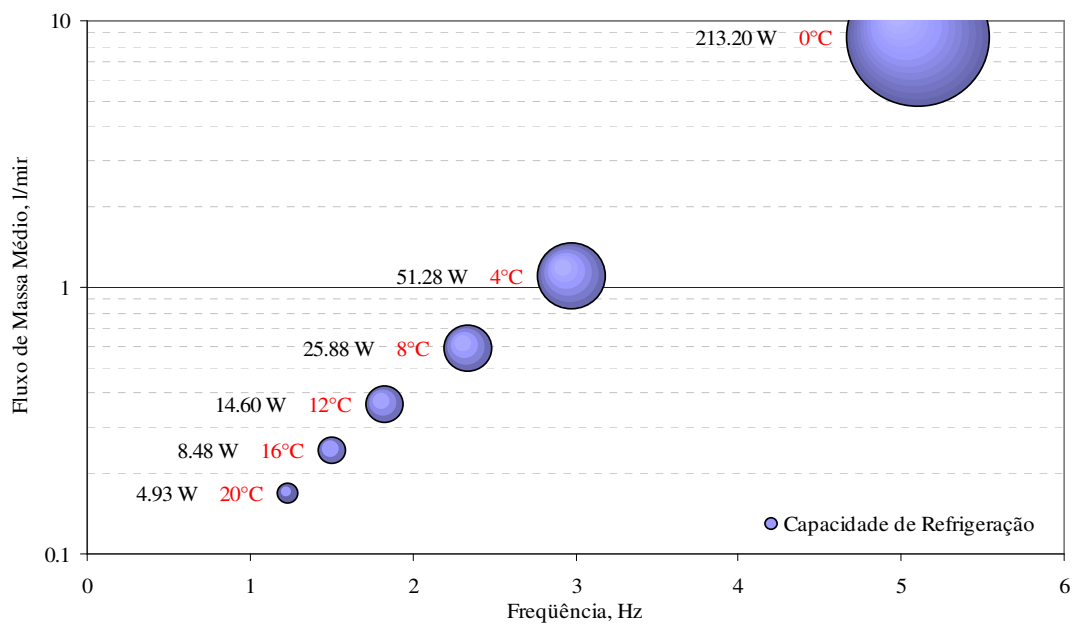


Figura 7. Pontos ótimos de amplitude média e frequência do fluxo de massa para diferentes temperaturas entre as fontes quente e fria

O valor de frequência ótimo aumentou com a redução das diferenças de temperatura. O mesmo aconteceu para a amplitude média do fluxo de massa, porém de forma mais brusca. Enquanto o valor do ponto ótimo da frequência aumentou 4x (quatro vezes) o da amplitude média aumentou na ordem de 100x (cem vezes).

Em função dos resultados obtidos, observa-se que para a configuração utilizada no presente trabalho a máxima capacidade de refrigeração possível para o refrigerador é de aproximadamente 200 W.

## 5. Conclusão

O presente trabalho investigou a otimização de um regenerador magnetocalórico, para duas variáveis de operação, a amplitude média e a frequência de inversão da vazão mássica. Os resultados foram obtidos para diferenças de temperatura entre a fonte quente e a fonte fria variando de 20 a 0 °C. Para o caso investigado a máxima capacidade de operação encontrada foi de 213 W. Observou-se uma grande dependência entre a capacidade de refrigeração e a diferença de temperatura de operação entre os trocadores de calor associados às fonte quente e fria. Para uma diferença de temperatura entre as fontes quente e fria a capacidade de refrigeração encontrada foi de 4,9 W. O algoritmo de otimização utilizado mostrou-se adequado e como continuação deste trabalho outras variáveis da máquina devem ser otimizadas tais como as dimensões do regenerador..

## 6. Agradecimentos

O presente trabalho teve o suporte da Empresa Brasileira de Compressores, EMBRACO, da Financiadora de Estudos e Projetos, FINEP, da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Ensino Superior, CAPES, e do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico, CNPq.

## 7. Referências Bibliográficas

- Chernyshov, A. S., Tishin, A. M., Gschneidner, K. A. Jr., Pecharsky, A. O., Pecharsky, V. K., Lograsso, T. A., 2002, "Magnetothermal properties of single crystal dysprosium", *Advances in Cryogenic Engineering*, Vol. 48, p. 19.
- Coley, D. A., 1997, "An Introduction to Genetic Algorithms for Scientists and Engineers", Word Scientific Publishing Co.
- Dai, W., Shen, B. G., Li, D. X., e Gao, Z. X., 2000, "New magnetic refrigeration materials for temperature range from 165 K to 235 K", *Journal of Alloys and Compounds*, Vol. 311, p. 22.
- Gschneidner, K. A. Jr. e Pecharsky, V. K., 2000, "Magnetocaloric Materials", *Annual Review of Materials Science*, Vol. 30, pp. 387-429.
- Gschneidner, K. A. Jr. e Pecharsky, V. K., 2002, "Intermetallic Compounds, Principles and Practice", ed J H Westabook and R L Fleischer (New York: Wiley), Vol. 3, p. 519.



- Gschneidner, K. A. Jr., Pecharsky V. K., Tsokol A. O., 2005, "Recent developments in magnetocaloric materials", Bristol: Institute of Physics Publishing.
- Heidrich, J. W. F., 2002, "Modelagem e Análise Computacional de uma Máquina Stirling de Pistão Livre", Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Brasil.
- Heidrich, J. W. F. e Prata, A. T., 2006, "Refrigeração Magnetocalórica e sua Aplicação em Temperatura Ambiente", 11º Encontro Nacional de Ciências Térmicas – ENCIT 2006.
- Patankar, S. V., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", McGraw-Hill Book Company;
- Tishin A. M. e Spichkin, Y. I., 2003, "The Magnetocaloric Effect and its Applications", Bristol: Institute of Physics Publishing.
- von Ranke, P. J., de Oliveira, N. A., Costa, M. V. T., Nóbrega, E. P., Caldas, A., de Oliveira, I. G., 2001, "The influence of crystalline electric field on the magnetocaloric effect in the series  $RAI_2$  (R=Pr, Nd, Tb, Dy, Ho, Er, and Tm)", *Journal of Magnetism and Magnetic Materials*, Vol. 226-230, pp.970-972.
- von Ranke, P. J., Nobrega, E. P., de Oliveira, I. G., Gomes, A. M., Sarthour, R. S., 2001, "Influence of the crystalline electrical field on the magnetocaloric effect in the series  $RNi_2$  (R=Pr, Nd, Gd, Tb, Ho, Er)", *Physics Review B*, Vol. 63, n° 184406.
- Wang, D., Huang, S., Han, Z., Su, Z., Wang, Y., Du, Y., 2004, "The Magnetic Entropy changes in  $Gd_{1-x}B_x$  alloys", *Solid State Communications*, Vol. 97, p. 131.
- Wu, Y. L., Pecharsky, A. O., Pecharsky, V. K., Gschneidner, K. A. Jr., 2002, "Effect of praseodymium additions on the magnetothermal properties of erbium", *Adv. Cryogenic Engineering*, Vol. 48, pp. 3-10;
- Wang, D. H., Tang, S. L., Liu, H. D., Gao, W. L., Du, Y. W., 2002, "Large low-field magnetic entropy change in  $DyCo_2$ ", *Intermetallics*, Vol. 10, pp. 819-821.

## **REGENERATOR OPTIMIZATION FOR OPERATION WITH MAGNETOCALORIC REFRIGERATION**

Rafael P. Teixeira

POLO - Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics  
Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina – UFSC  
88.040-900 Florianópolis, SC - Brazil  
rafaelptx@polo.ufsc.br

Juliano W. F. Heidrich

POLO - Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics  
Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina – UFSC  
88.040-900 Florianópolis, SC - Brazil  
juliano@polo.ufsc.br

Alvaro T. Prata

POLO - Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics  
Department of Mechanical Engineering  
Federal University of Santa Catarina – UFSC  
88.040-900 Florianópolis, SC - Brazil  
prata@polo.ufsc.br

### **Abstract**

The present work deals with the optimization of some parameters related to the regenerator in a refrigerator that operates making use of the magnetocaloric effect. The magnetocaloric effect has not been successfully explored in refrigerator near ambient temperature, but due to the advances in new materials could become a competitive technology in a near future. Some metals when submitted to an external magnetic field experience an increase in their temperatures which are subsequently decreased when the field is removed. Such behavior is known as the magnetocaloric effect and will be briefly discussed in this work. Further, some generalities pertaining to magnetocaloric materials are introduced and a machine is proposed to make use of this technology. The proposed machine operates in a closed loop having a working fluid that circulates in one direction and the other, depending on the pump that drives the fluid at a specific amplitude and frequency. Depending on the direction of the fluid flow heat is removed from or delivered to external reservoirs. For each particular temperature difference between the hot and cold reservoirs optimum values of mass flow rate magnitudes and frequencies can be obtained. Those values were encountered making use of a genetic algorithm optimization procedure, and it was found that for the present refrigerator the cooling capacity is limited to a value of 213 W.

Keywords: Magnetocaloric, Refrigeration, Optimization.

## MATHEMATICAL MODELING OF ADIABATIC ADSORPTION

**Carlos Eduardo Nóbrega, D.Sc.**

Centro Federal de Educação tecnológica Celso Suco da Fonseca (CEFET-RJ), Av Maracanã, 229, Bloco E, DPMC.  
cefet@pobox.com

**Nísio C.L. Brum, D.Sc.**

Universidade Federal do Rio de Janeiro, PEM/COPPE, P.O. 68053, Rio de Janeiro, Brazil.  
nisio@serv.com.ufrj.br

**Abstract.** The application of evaporative cooling in HVAC systems has been steadily increasing over the last decades, powered by the cost reduction associated with the use of a thermal source rather than electric power. The use of evaporative cooling cycles is usually limited to climates with low average levels of relative humidity, however, the development of both liquid and solid desiccant systems has widened the range of application of such systems. Accordingly, the present work aims at developing a simple mathematical model to describe the water-vapor adsorption in a desiccant wheel, so as to evaluate the influence of the sorptive material over the coefficient of performance of evaporative cooling cycles.

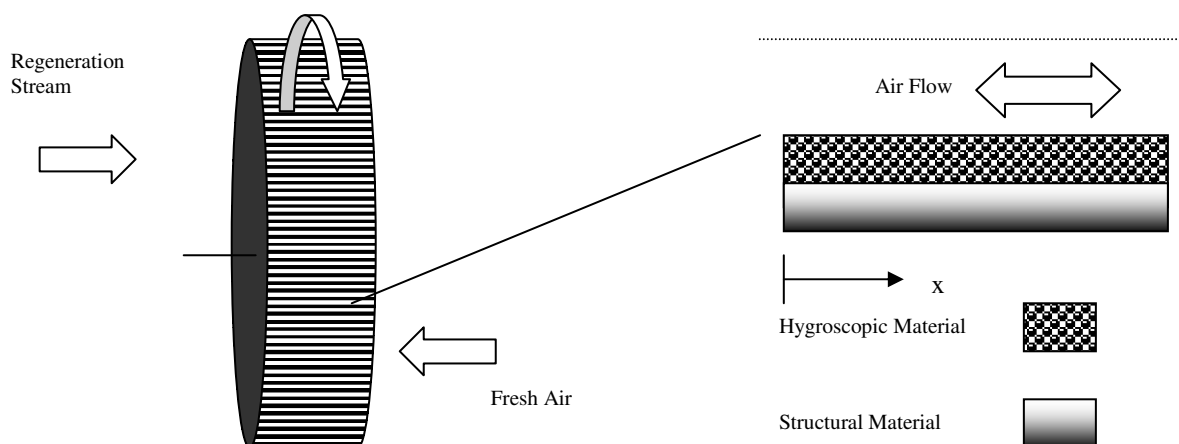
**Keywords.** adsorption, desiccant cooling, evaporative cooling.

### 1. Introduction

Desiccant wheels consist of a porous disc strongly impregnated with a hygroscopic material, such as silica-gel or molecular sieves. The fresh air stream is forced through the wheel, experiencing a strong decrease in its absolute humidity as it flows through micro channels. The humidity is purged out of the desiccant material by forcing a hot regeneration air stream through the wheel, as depicted in Figure 1. One of the earliest efforts of modeling air dehumidification by adsorption was made by Trekheld and Bullock (1966), which used a predictor corrector method to obtain silica gel equilibrium data under adsorption conditions. Maclaine-Cross and Dunkle (1982) proposed a model in which the mass and energy equations were uncoupled under some simplifying assumptions. More recently, many numerical solutions have been provided, predominantly investigating the influence of thermal resistance to heat and mass diffusion within the desiccant material (Niu et al., 2002; Pesaram, 1980; Shen and Worek, 1992). Zhang et al. (2003) proposed a “lumped-distributed” model, which considered mass and temperature distributions only in the flow direction. Their dimensional model shows reasonable agreement with experimental data, and was able to predict some interesting features such as the re-adsorption of water vapor at the beginning of the desorption period at locations far from the heat source. Accordingly, the present work uses a one-dimensional model to evaluate the influence of the adsorptive material selection over the performance of a desiccant cooling cycle.

### 2. Mathematical Model

Consider a single flow channel detached from the wheel, as shown in Figure (1). Some assumptions are required:



**Figure 1.** A typical control volume

- The channels are perfectly insulated.
- All thermo-physical properties for the fluid and the solid are considered constant.
- The flow is hydro-dynamically and thermally developed.
- Temperature and concentration distributions in the direction normal to the flow are taken to be uniform (lumped) within the channel and the solid.
- The adsorption heat is modeled as a heat source within the solid material

Based on these assumptions, the following balances are applied to elementary control volumes:

Mass conservation in a control volume enclosing the channel and the solid

$$\dot{m}_1 \left[ \frac{1}{u_1} \frac{\partial Y^*}{\partial t} + \frac{\partial Y^*}{\partial x} \right] + \frac{f m_w}{x_{AF}} \frac{\partial W}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

Mass conservation in a control volume enclosing the solid

$$\frac{f m_w}{x_{AF} y_{AF}} \frac{\partial W}{\partial t} = 2 h_y (Y_w^* - Y^*) \quad (2)$$

Energy conservation in a control volume enclosing the channel and the solid

$$\dot{m}_1 \left[ \frac{1}{u_1} \frac{\partial H_1}{\partial t} + \frac{\partial H_1}{\partial x_A} \right] + \frac{m_w}{x_{AF}} \frac{\partial H_w}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

Energy conservation in a control volume enclosing the channel

$$\dot{m}_1 \left[ \frac{1}{y_{AF} u_1} \frac{\partial H_1}{\partial t} + \frac{\partial H_1}{\partial x} \right] = 2 h_y (Y_w^* - Y^*) \frac{\partial H_1}{\partial Y} + 2 h (T_w - T_1) \quad (4)$$

Defining the following non-dimensional parameters,

$$x^* = \frac{2 h y_{AF} x}{\dot{m} \left( \frac{\partial H_1}{\partial T_1} \right)} \quad (5)$$

$$t^* = \frac{2 h y_{AF} x t_B}{m_w C_{WR}} \quad (6)$$

after extensive algebra, equations (1)-(4) can be written as

$$\frac{\partial Y^*}{\partial x^*} = Y_w^* - Y^* \quad (7)$$

$$\frac{\partial W}{\partial t^*} = \lambda_2 (Y_w^* - Y^*) \quad (8)$$

$$\frac{\partial T_1}{\partial x^*} = T_w - T_1 \quad (9)$$

$$\frac{\partial T_w}{\partial t^*} = (T_1 - T_w) + \lambda_1 (Y_w^* - Y^*) \quad (10)$$

in which

$$\lambda_2 = \frac{C_{wr}}{f \left( \frac{\partial H_1}{\partial T_1} \right)} \quad (11)$$

$$\lambda_1 = \frac{\left( \frac{\partial H_1}{\partial Y} - \frac{1}{f} \frac{\partial H_w}{\partial W} \right)}{\left( \frac{\partial H_1}{\partial T_1} \right)} = \frac{Q}{\left( \frac{\partial H_1}{\partial T_1} \right)} \quad (12)$$

Q is the heat of adsorption, given by [8],

$$Q = h_v (1.0 + 0.284e^{-10.28W}) \quad (13)$$

and the specific enthalpy of the air  $H_1$  can be written as

$$H_1 = aT_1 + Y^* (d + cT_1) \quad (14)$$

where

$$a = 1.0046465 \text{ KJ / Kg } ^\circ\text{C}$$

$$d = 2467.4304 \text{ KJ / Kg}$$

$$c = 1.8837122 \text{ KJ / Kg } ^\circ\text{C}$$

There are four equations to be solved (7-10), and five unknowns,  $T_1$ ,  $T_w$ ,  $W$ ,  $Y_1$  and  $Y_w$ . We have now four equations (6) to (9) and five unknowns,  $Y^*$ ,  $Y$ ,  $W$ ,  $T_1$  and  $T_w$ . The missing equation is the adsorption isotherm, which relates the humidity content of the hygroscopic material, its temperature and the absolute humidity of the air layer in equilibrium with the solid,

$$W = W(T_w, Y_w^*) \quad (15)$$

with boundary conditions are given by

$$T_1(0, t^*) = T_{hin} \quad , 0 < t^* < P_h^* \quad (16)$$

$$Y_1(0, t^*) = Y_{hin} \quad , 0 < t^* < P_h^* \quad (17)$$

$$T_1(x_f^*, t^*) = T_{cin} \quad , P_h^* < t^* < P^* \quad (18)$$

$$Y_1(x_f^*, t^*) = Y_{cin} \quad , P_h^* < t^* < P^* \quad (19)$$

and the periodicity conditions are given by

$$T_w(x^*, P^*) = T_w(x^*, 0) \quad (20)$$

$$W_c(x^*, P^*) = W_h(x^*, 0) \quad (21)$$

The adsorption isotherm (Eq.15) is specific for each hygroscopic material. Czachorsy and Wurm (1997) suggest that although the humidity content  $W$  is a function of both temperature and relative humidity of the air layer, its dependence on the later is much stronger than on the former. Accordingly, a variety of adsorptive materials can be represented by

$$\frac{W}{W_{\max}} = \frac{1}{\left( 1 - R + \frac{R}{\phi_w} \right)} \quad (22)$$

In which the separation factor  $R$  characterizes a particular adsorbent material. The pressure of saturated water vapor given by

$$P_{ws} = \exp \left( 23.196 - \frac{3816.44}{T_w - 46.13} \right) \quad (23)$$

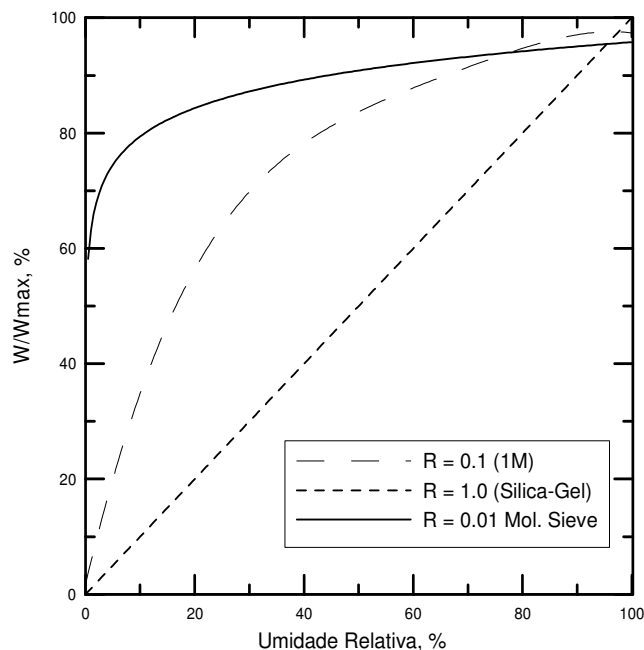


Figure 2. Typical isotherm shapes

and the absolute humidity given by

$$Y_w^* = \frac{0.62188 p_w}{p_{atm} - p_w} = \frac{0.62188 \phi_w}{\frac{p_{atm}}{p_{ws}} - \phi_w} \quad (24)$$

The problem now consists of equations (7-17). Identical equations are written for the regeneration period, in which the water vapor is removed from the desiccant material. The boundary conditions for the flow are given by

$$T_1(0, t^*) = T_{hin} \quad , 0 < t^* < P_h^* \quad (25)$$

$$Y_1(0, t^*) = Y_{hin} \quad , 0 < t^* < P_h^* \quad (26)$$

$$T_1(x_f^*, t^*) = T_{cin} \quad , P_h^* < t^* < P^* \quad (27)$$

$$Y_1(x_f^*, t^*) = Y_{cin} \quad , P_h^* < t^* < P^* \quad (28)$$

and the periodicity conditions are given by

$$T_{wc}(x^*, P^*) = T_{wh}(x^*, 0) \quad (29)$$

$$W_c(x^*, P^*) = W_h(x^*, 0) \quad (30)$$

The periodic nature of the problem implies an iterative procedure. Both initial distributions of temperature and humidity within the solid are guessed, and equations (7), (8), (9) and (10) assume the form of tridiagonal matrices, as a result of the discretization using the finite-volume technique (Patankar, 1980), with a fully implicit scheme to represent the transient terms. By the end of the cycle, both calculated temperature and moisture fields are compared to the initially guessed fields. If there is a difference in any nodal point bigger than convergence criteria established for temperature and moisture content,

$$Crit. Conv_{temp} = \frac{T_w(x,0) - T_w(guess)(x,0)}{T_w(x,0)} \tag{31}$$

$$Crit. Conv_{mass} = \frac{W(x,0) - W(guess)(x,0)}{W(x,0)} \tag{32}$$

The procedure is repeated, using the calculated fields as new guesses for the initial distributions. Since the control-volume regime is periodic, the inlet of enthalpy must equal the average outlet enthalpy, as required by the heat and mass balance error,

$$HMBE = \frac{\dot{m}_h h_{hi} + \dot{m}_c h_{ci} - (\dot{m}_h \frac{1}{p_h} \int_0^{p_h} h_{ho} dt^* + \dot{m}_c \frac{1}{p_c} \int_0^{p_c} h_{co} dt^*)}{\dot{m}_h h_{hi} + \dot{m}_c h_{ci}} \tag{33}$$

### 3. Results

Consider the schematic of a desiccant cooling system, shown in Figure (3). Ambient air is successively forced through a desiccant (where it is dried and heated) and pre-cooled in a regenerator, before its cooled in a evaporative device and meets the temperature and humidity room conditions.

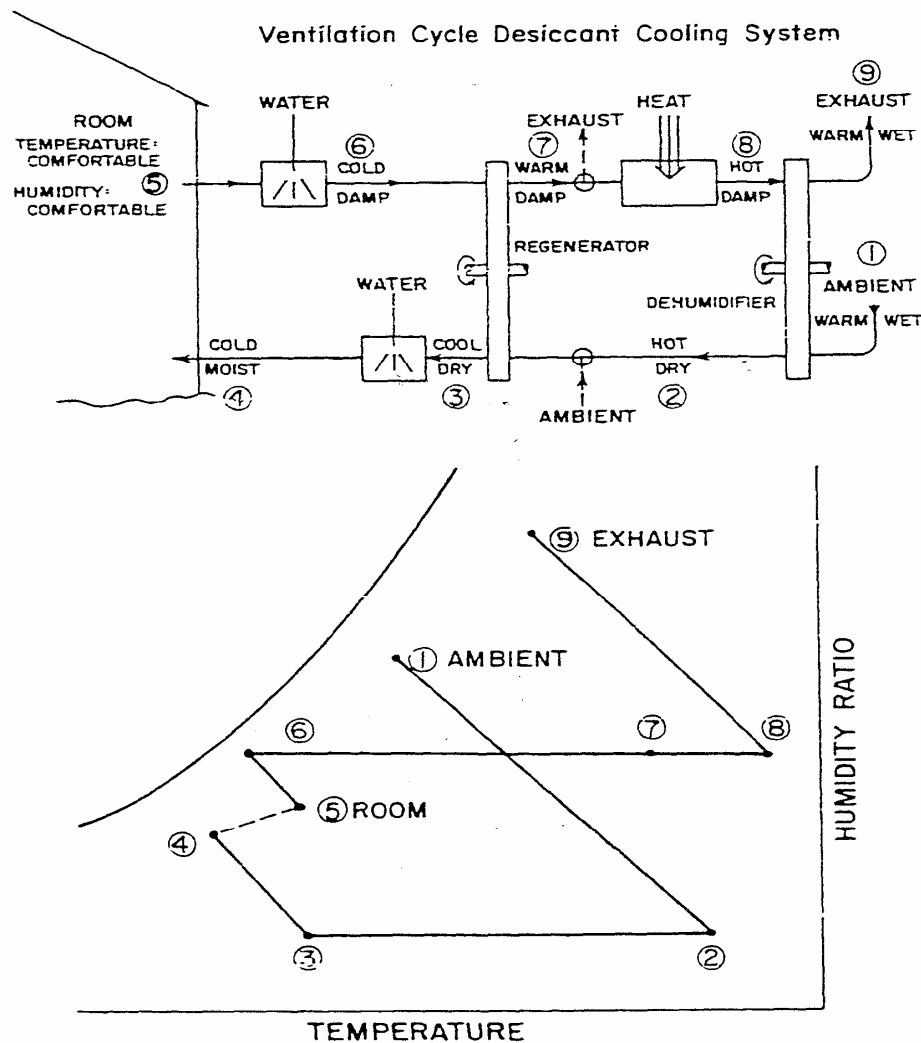


Figure 3. Desiccant cooling system: ventilation cycle

Return air is further cooled in an evaporative device, before it is successively forced through the regenerator, a heat source and the desiccant wheel. If the coefficient of performance is to be considered, it will be necessary to also model and simulate the evaporative process, which is outside the scope of the present work. However, this can be avoided by noting that the regeneration heat may be expressed by

$$\dot{Q}_{REG} = \dot{m}_h C_p (T_8 - T_7) \quad (34)$$

whereas the thermal load may be expressed by

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_c (h_5 - h_4) \approx \dot{m}_c (h_5 - h_3) \quad (35)$$

in which the approximation is carried out by noting that process 3-4 is isenthalpic. From Figure (3)

$$T_5 \approx T_3 \quad (36)$$

This procedure is suggested by Van Den Bulk et al. (1992), also certified by experimental data. Therefore,

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_c h_{fg} (Y_5 - Y_3) \quad (37)$$

Dividing (37) by (24),

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_{REG}} = \frac{\dot{m}_c h_{fg} (Y_5 - Y_3)}{\dot{m}_h C_p (T_8 - T_7)} \quad (38)$$

Figures (4) and (5) show the influence of the selection of the adsorptive material over the coefficient of performance COP. Figure (4) shows that for a moderate regeneration temperature, 1M and silica-gel exhibit similar behaviors, far more efficient than molecular sieve (R = 0.01) . This is consistent with the fact that stronger adsorbents such as molecular sieve also require a higher regeneration temperature to purge out the humidity and complete the cycle. For a higher regeneration temperature, (Figure (5)), 1M exhibits a better performance when compared to silica-gel (R =1,0) and molecular-sieve.

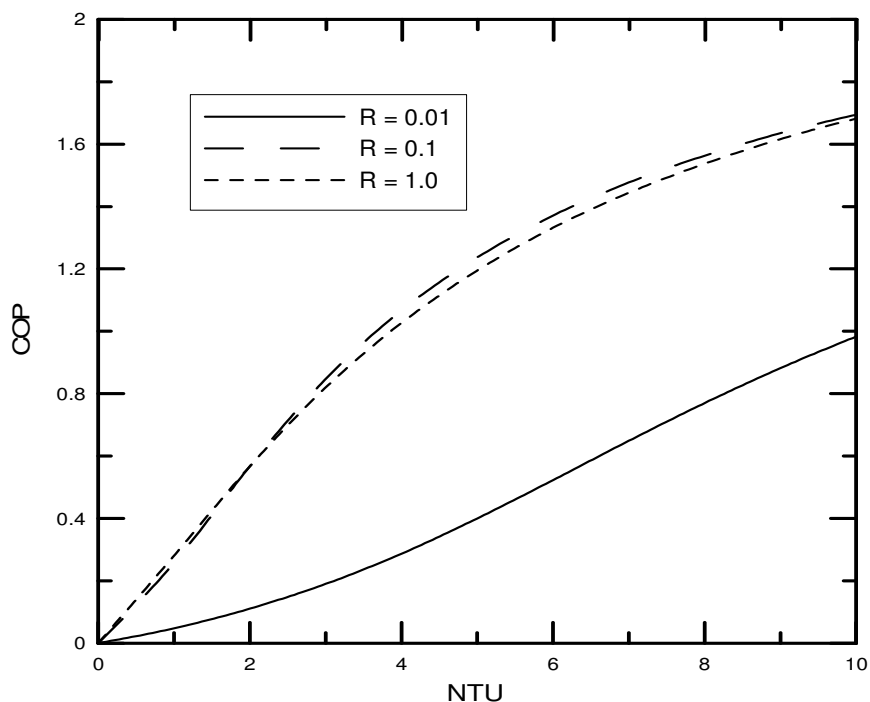


Figure 4. Influence of adsorptive material,  $T_{hi} = 80^{\circ}C$

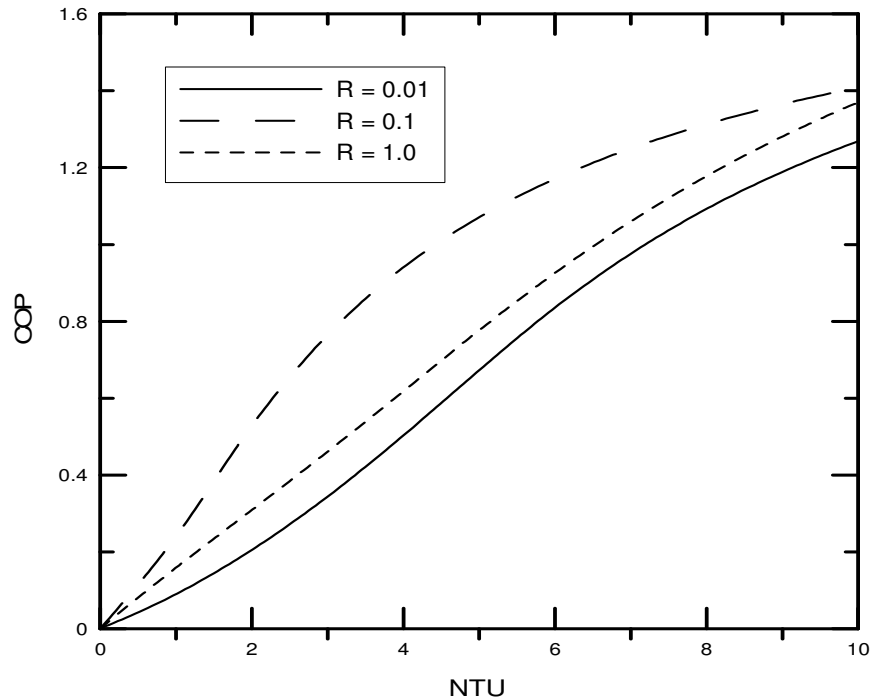


Figure 5. Influence of adsorptive material,  $T_{hi} = 120^{\circ}\text{C}$

#### 4. Conclusion

A mathematical model for a rotary dehumidifier was developed and solved, and the influence of the adsorptive material over the coefficient of performance of a desiccant cooling cycle has been evaluated. A preliminary analysis revealed that silica-gel and moderate adsorbent (1M) exhibit better performances than molecular sieves for low regeneration temperatures. For higher temperatures, a balance between silica-gel and molecular sieve properties is required, if better performances of the desiccant cooling cycles are to be attained. This reinforces the need of a computational code as an important aid to the HVAC designer.

#### 5. Nomenclature

a	= Constant
c	= Constant
d	= Constant
f	= desiccant mass fraction
h	= Convective heat transfer coefficient ( $\text{KJ}/\text{m}^2\text{s}$ )
$h_y$	= Convective mass transfer coefficient ( $\text{Kg}/\text{m}^2\text{s}$ )
$h_v$	= Heat of vaporization ( $\text{KJ}/\text{Kg}$ )
H	= Enthalpy of air ( $\text{KJ}/\text{Kg}$ )
$\dot{m}$	= Air mass flow rate ( $\text{kg}/\text{s}$ )
m	= Mass of the wall ( $\text{Kg}$ )
P	= Period of revolution (s)
$P_{\text{atm}}$	= Atmospheric Pressure (Pa)
$P_{\text{ws}}$	= Saturation Pressure (Pa)
Q	= Heat of Adsorption ( $\text{KJ}/\text{Kg}$ )
t	= Time (s)
T	= Temperature ( $^{\circ}\text{C}$ )
u	= Air flow velocity (m/s)
W	= Humidity content within the desiccant ( $\text{kg}/\text{kg}$ )
x	= Coordinate (m)
$X_{\text{AF}}$	= Length of the wheel (m)
Y	= Absolute Humidity ( $\text{kg vap}/\text{kg air}$ )
$Y_{\text{AF}}$	= Flow channel width (m)



### Greek letters

$\lambda_1$	Dimensionless auxiliary parameter
$\lambda_2$	Dimensionless auxiliary parameter
$\phi_w$	Relative humidity of air layer in equilibrium
$\varepsilon$	Effectiveness

### Subscripts

w	wall
hi	hot inlet
ho	hot outlet
ci	cold inlet
co	cold outlet
h	hot period
c	cold period
l	air

## 6. References

- Bullock, C.E., 1965, "Dehumidification of Moist Air by Adiabatic Adsorption", M.Sc. Thesis, Mechanical Engineering Department, University of Minnesota.
- Czachorsy, W., Wurm, J., 1997, "Evaluation of Desiccant and Heat Exchange Matrices", Gas Research Institute, GRI-97/0148, Des Plaines, Illinois.
- Kays, W.M.; London, A.L., , 1984, "Compact Heat Exchangers" 3<sup>rd</sup> ed., McGraw-Hill, New York.
- Maclaine-Cross, I.L.; Banks, P.J., 1972, "Coupled Heat and Mass Transfer in Regenerators", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. (15).
- Majumdar, P., 1998 "Heat and Mass Transfer in Composite Desiccant Pore Structures For Dehumidification", *Solar Energy*, vol.(62), pp. 1-10.
- Niu, J.L.; Zhang, L.Z., 2002, "Effects of Wall Thickness on Heat and Moisture Transfer in Desiccant Wheels For Air Dehumidification and Enthalpy Recovery", *International Communications In Heat and Mass Transfer*, vol. (29), pp. 255-268.
- Patankar, S., 1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Hemisphere Publishing Co., Boston.
- Pesaran, A.A., Mills, A.F., 1987, "Moisture Transport in silica Gel Packed Beds-Part I", *International Journal of Heat and Mass Transfer* (30), pp. 1051-1060.
- Shen, C.M.; Worek, W.M., 1992, "The Effect of Wall Conduction on the Performance of Regenerative Heat Exchangers", *Energy*, vol. 17, No.12.
- Zhang, X.J., Dai, Y.J., Wang, R.Z.; "A Simulation Study of Heat and Mass Transfer in a Honeycomb Structure Rotary Desiccant Dehumidifier" *Applied Thermal Engineering* No.23, pp. 989-1003, 2003.
- Zheng, W.; Worek, W.M., 1993, "Numerical Simulation of Heat and Mass Transfer Processes in a Rotary Dehumidifier", *Numerical Heat Transfer, A*, vol.23.

## 7. Copyright Notice

The author is the only responsible for the printed material included in his paper.

## AN IMPROVED CORRELATION FOR TWO-PHASE PRESSURE DROP OF R-22 AND R-410A IN 180° RETURN BENDS

**Piotr A. Domanski**

National Institute of Standards and Technology  
100 Bureau Drive Stop 8631, Gaithersburg, MD, USA 20899  
Phone: +1 301 975-5877, e-mail: piotr.domanski@nist.gov

**Christian J. L. Hermes\***

POLO Research Laboratories for Emerging Technologies in Cooling and Thermophysics  
Department of Mechanical Engineering, Federal University of Santa Catarina  
P.O. Box 476, 88040-900 Florianópolis, SC, BRAZIL  
Phone: +55 48 3234-5691, e-mail: hermes@polo.ufsc.br

\* Corresponding Author

**Abstract.** A new correlation for two-phase flow pressure drop in 180° return bends is proposed based on a total of 241 experimental data points for R-22 and R-410A from two independent studies. The data span smooth tubes with inner diameters ( $D$ ) from 3.3 mm to 11.6 mm, bend radiuses ( $R$ ) from 6.4 mm to 37.3 mm, and curvature ratios ( $2R/D$ ) from 2.3 to 8.2. The correlation consists of a two-phase pressure drop for straight tubes and a multiplier that accounts for the bend curvature. The Buckingham-PI Theorem was used to formulate the curvature multiplier in terms of refrigerant properties, flow characteristics, and bend geometry. The correlation predicts all data with a mean deviation of 15.7 %, and 75 % of the data fall within  $\pm 25$  % error bands.

**Keywords.** short return bends, two-phase pressure drop, curvature multiplier, Buckingham-PI theorem

### 1. Introduction

Return bends are curved pipe fittings which connect parallel straight tubes in finned-tube heat exchangers, such as evaporators and condensers used in air conditioning and refrigeration systems. In such heat exchangers, the air flows outside through the finned region while refrigerant flows inside tubes. Although single-phase refrigerant flow may occur in the form of subcooled liquid refrigerant in the condenser or superheated vapour in the condenser and evaporator, the two-phase flow region occupies the major part of these coils. The proper design of compact heat exchangers requires the calculation of heat transfer rates and pressure drops. The heat transfer in return bends are insignificant, so the bends are usually considered as adiabatic. On the other hand, the pressure drops in the return bends may be of the same magnitude of those observed for straight tubes and must be taken into account.

Figure 1 shows a sketch of a 180° return bend connecting two parallel straight tubes. The upstream refrigerant flow follows the pattern of a typical two-phase flow in a straight-tube, whose characteristics depend on the refrigerant properties, mass flux, vapour quality, pressure, and tube diameter and inner surface. According to Hoang & Davis (1984), the two-phase pressure drop in the bend is affected not only by the secondary flow effects observed in single-phase flows, but also by the separation of the phases due to centrifugal forces which concentrates the liquid toward the concave (outside) portion, while the vapour flows toward the convex portion. This increases the relative motion between the phases and pressure drop. At the bend outlet, significant pressure drop is also caused by the remixing process, which extends to about 9 diameters downstream. The pressure drop in bends is significantly higher for two-phase than for single-phase flows.

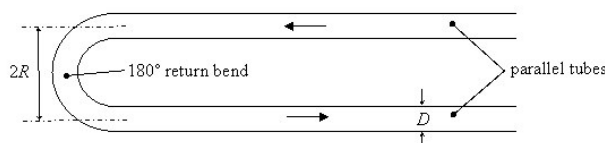


Figure 1. Schematic of a 180° return bend.

Several studies were conducted in order to quantify the pressure drops in 180° return bends, although most of them have considered only single-phase water flows (Ito 1960, Idelshik 1986, Wojtkowiak & Popiel 2000, Chen et al. 2003). The first study on two-phase pressure drops in return bends is attributed to Pierre (1964), who proposed a correlation based on experiments carried out with R-12 and R-22. Pierre (1964) assumed that the total pressure loss is divided into two major effects: friction and turning. The first was calculated considering the bend as a straight tube, while the second was obtained by subtracting the straight-tube pressure drop from the overall pressure drop. For the range of centre-to-centre distances he did not observe this parameter to be of a major influence and did not include it in his pressure drop correlation. The subsequent study by Geary (1975) with R-22 using various bend geometries pointed to

the importance of the centre-to-centre distance. His correlation is based on a friction factor for the vapour flow and is applicable for qualities higher than 0.2 and lower than 0.8. Figure 2 presents validation of the Geary correlation with his data. The paper reports the prediction of 87 % of the experimental data within  $\pm 15\%$ .

Later, Chisholm (1983) and Paliwoda (1992) proposed correlations for two-phase pressure drops in return bends although did not provide validation of their correlations against experimental evidence. Recently, Chen et al. (2004a) and Chen et al. (2004b) studied water-air mixture and R-410A flows, respectively, through different bend geometries. Chen et al. (2004b) proposed a correlation with which they predicted both Geary's (1975) and their own experimental data within  $\pm 50\%$  error bands and a mean deviation of 19.1 %.

In the present work, a dataset of 241 experimental points obtained from Geary (1975) and Chen et al. (2004b) was used to derive a new, improved correlation that can be applied within the whole two-phase region for smooth-tube return bends. This study was partially reported in Domanski & Hermes (2006). All refrigerant property calculations were based on REFPROP (Lemmon et al. 2002).

## 2. Available Experimental Data and Correlations

### 2.1. Geary's (1975) Database and Correlation

Geary (1975) carried out experiments with two-phase, adiabatic flows of R-22 at 4.5 °C for bends with inner diameters of 11.4 mm to 11.6 mm, curvature ratios from 2.3 to 6.6, mass fluxes from 100 kg s<sup>-1</sup>m<sup>2</sup> to 500 kg s<sup>-1</sup>m<sup>2</sup>, and vapour-quality range from 0.2 to 0.8, in a total of 145 experimental points. He tested two bends assembled in series and separated by a 190D length tube.

Our analysis of the two-phase flow pattern using the map proposed by Thome (2005) showed that the annular flow was present in almost 70 % of the experiments (101 points), the stratified/wavy flow was present in 20 % of the experiments (30 points), and the intermittent flow occurred in the remaining 10 % of the data points (14 points).

Geary (1975) correlated the two-phase pressure drop in return bends by using a single-phase pressure drop equation for vapor flow only, as follows:

$$\Delta p = f \frac{L}{D} \frac{G^2 x^2}{2 \rho_v} \quad (1)$$

where  $\rho_v$  is the density of vapour phase [kg m<sup>-3</sup>],  $L = \pi R$  is the bend length [m],  $R$  is the curvature radius [m],  $D$  is tube diameter [m],  $G$  is refrigerant mass flux [kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup>],  $x$  is the vapour quality, and  $f$  is a dimensionless friction factor given by:

$$f = \frac{a \text{Re}_v^{0.5}}{\exp\left(0.215 \frac{2R}{D}\right) x^{1.25}} \quad (2)$$

where  $a = 8.03 \cdot 10^{-4}$ , and  $\text{Re}_v = Gx/D/\mu_v$  is the vapour Reynolds number. Note that Geary's paper uses  $a = 5.58 \cdot 10^{-6}$  [ft<sup>2</sup> in<sup>-2</sup>] to compensate for the British units he selected to use in equation (1). Consequently, Geary's friction factor is not dimensionless.

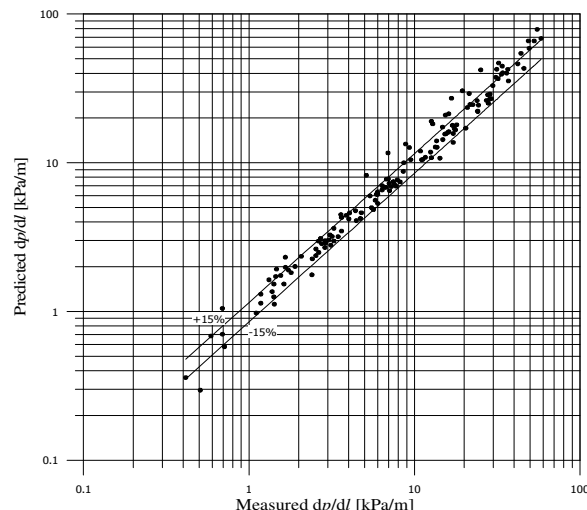


Figure 2. Comparisons between Geary's (1975) experimental data and predictions using his correlation.

## 2.2. Chen’s et al. (2004b) Database and Correlation

Chen et al. (2004b) carried out experiments with two-phase, adiabatic flows of R-410A at 10 °C and 25 °C saturation temperatures spanning the vapour quality range from liquid to vapour. The inner diameters varied from 3.25 mm to 5.1 mm, the curvature ratios were from 3.9 to 8.2, and the mass fluxes were from 100 kg s<sup>-1</sup>m<sup>2</sup> to 900 kg s<sup>-1</sup>m<sup>2</sup>, The test section comprised nine bends located in one plane, connected in series in a serpentine-type fashion. The neighbouring bends were connected by straight tubes. The measurements included both the pressure drop in the upstream straight tube and the overall pressure drop in the whole test section. The first measurement was used to estimate the pressure drop in the straight tubes connecting neighbouring bends, which then was subtracted from the overall pressure drop yielding the pressure losses in the bends alone. A total of 132 tests points were made available from the authors for three out of four geometries tested (Chen 2004). Table 1 presents details of these three bend arrangements.

Table 1. Bend geometries tested by Chen et al. (2004b)

	Bend #1	Bend #2	Bend #3
<i>D</i> , mm	3.3	3.25	5.07
<i>R</i> , mm	13.45	6.35	13.15
<i>B</i> , mm	23.5	24.5	23
<i>2R/D</i>	8.15	3.91	5.19
<i>B/D</i>	7.12	7.54	4.54
# data points	60	36	36

The two-phase flow pattern analysis of Chen et al. (2004b) data showed that annular flow was present in 51 % (67 points), while stratified/wavy flow and intermittent flow took place in 9 % (12 points) and 40 % (53 points) experiments, respectively. Figure 3 summarises the distribution of flow patterns for both the 145 points for R-22 and 132 points for R-410A. Most of the 277 points (60 %, 168 points) have shown annular flow pattern, 25 % (67 points) intermittent and 15 % (42 points) stratified/wavy.

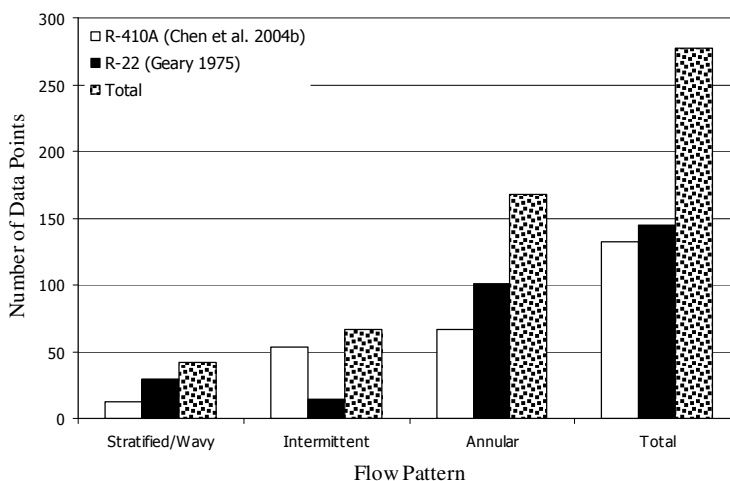


Figure 3. Flow pattern distribution for R22 and R410A data according to Thome’s (2005) criteria.

Based on Geary’s (1975) and their own data, Chen et al. (2004b) proposed a correlation which uses the formulation presented by Geary (1975) with a modifications in the friction factor equation. They included the Weber number,  $We = G^2 D / \rho v \sigma$ , to account for the effects of liquid surface tension and gas inertia, and replaced the vapour Reynolds number by a combined vapour and liquid Reynolds number,  $Re_m = Re_v + Re_l$  ( $Re_v = xGD/\mu_v$ ,  $Re_l = xGD/\mu_l$ ), which yielded:

$$f = \frac{10^{-2} Re_m^{0.35}}{We^{0.12} \exp\left(0.194 \frac{2R}{D}\right) x^{1.26}} \quad (3)$$

Figure 4 compares the predictions by the Chen et al. (2004b) correlation with all experimental data. The mean deviation of predictions is 19.1 % with most of the data located within the  $\pm 50$  % error bands. Figure 5 shows a comparison of Geary’s correlation and all data, where it may be seen some R-410A points were underpredicted.

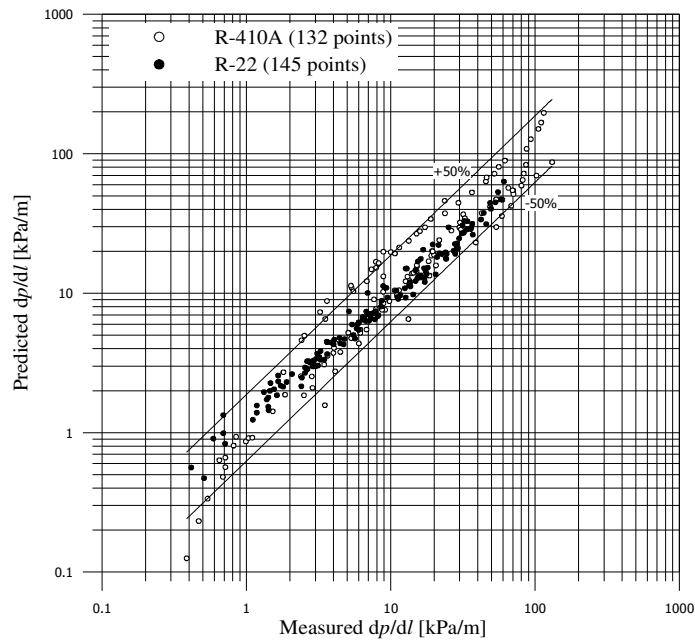


Figure 4. Comparison of all data with predictions by the Chen's (2004b) correlation.

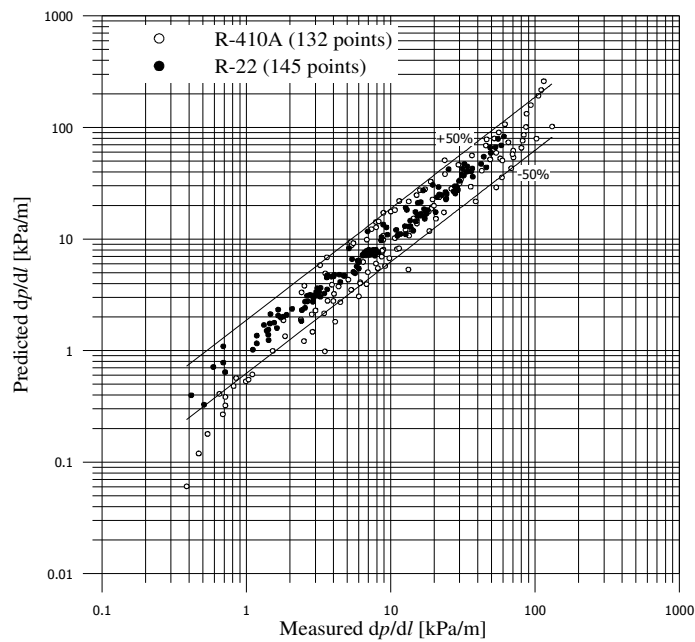


Figure 5. Comparison of all data with predictions by the Geary's (1975) correlation.

### 2.3. Chisholm / Idelshik Method

Chisholm (1983) proposed a two-phase multiplier  $\Phi$  to calculate the pressure drop in return bends based on the pressure drop calculated for the single-phase, all liquid flow in a return bend,  $\Delta p_{sp}$ .

$$\Delta p = \Phi \Delta p_{sp} \tag{4}$$

where  $\Phi$  is given by

$$\Phi = 1 + \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) x [b(1-x) + x] \tag{5}$$

where  $x$  is the vapour quality,  $\rho_l$  and  $\rho_v$  are the densities of the liquid and vapour phases [ $\text{kg m}^{-3}$ ], and  $b$  is given by

$$b = 1 + \frac{2.2}{K_{sp} \left( 2 + \frac{R}{D} \right)} \quad (6)$$

$K_{sp}$  is the local pressure drop coefficient obtained for single-phase, all liquid flows. Idelshik (1986) suggested the following expression to estimate the  $K_{sp}$  parameter in  $180^\circ$  bends:

$$K_{sp} = f_l \frac{L}{D} + 0.294 \left( \frac{R}{D} \right)^{1/2} \quad (7)$$

where  $f_l$  is the single-phase friction factor, calculated as a function of the Reynolds number,  $Re_l = GD/\mu_l$ , as follows:

$$f_l = 0.079 Re_l^{-0.25} \quad (8)$$

Equation (7) assumes the pressure drop has two terms. The first term accounts for the pressure drop as if the bend was a straight tube, while the second term provides a correction for the bend curvature. The single-phase pressure drop is then obtained as follows:

$$\Delta p_{sp} = K_{sp} \frac{G^2}{2\rho_l} \quad (9)$$

Figure 6 compares pressure drops predicted using the Chisholm/Idelshik method with the R22 and R410A experimental data. The mean deviation between the measurements and predictions is 44.4 %, and approximately 37 % of the points fall outside the  $\pm 50$  % error bands. The flow pattern analysis using Thome's method (2005) indicated that the points whose flow pattern is annular are concentrated at the  $-50$  % line, while the points with intermittent flow pattern are centered on the  $+50$  % line.

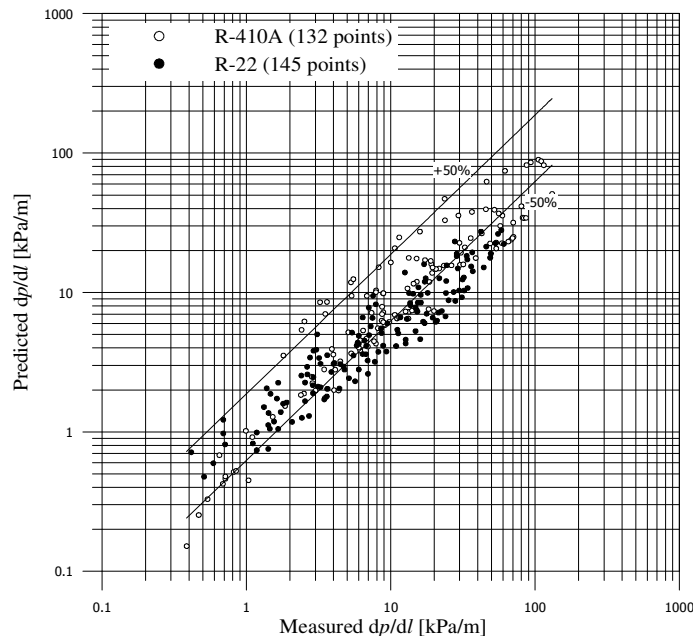


Figure 6. Comparison of R-22 and R-410A measurements with predictions by the Chisholm/Idelshik method.

### 3. Improved Correlation

We propose a new correlation based on the two-phase pressure drop correlation for straight tubes by Muller-Steinhagen & Heck (1986) and a multiplier which accounts for the bend curvature. This approach differs from that proposed by Chisholm (1983), where a two-phase multiplier was applied to a single-phase correlation for a return bend.

According to Muller-Steinhagen & Heck (1986), the two-phase pressure drop in a straight tube is predicted considering the pressure drops of liquid and vapour phases, which are calculated separately.

$$\left. \frac{dp}{dl} \right|_k = 2 \frac{f_k G^2}{D \rho_k} \quad (10)$$

where  $k$  stands for  $l$  or  $v$ , and  $f_k$  is given by equation (8) using vapour or liquid properties, as appropriate. The pressure drops computed for each phase are combined by the following equation:

$$\left. \frac{dp}{dl} \right|_{s-t} = \left[ \left. \frac{dp}{dl} \right|_l + 2x \left( \left. \frac{dp}{dl} \right|_v - \left. \frac{dp}{dl} \right|_l \right) \right] (1-x)^{1/3} + \left. \frac{dp}{dl} \right|_v x^3 \quad (10)$$

where the index  $s-t$  denotes the straight-tube pressure drop. The pressure drop in the return bend, denoted by the index  $r-b$ , is then obtained by applying a “curvature” multiplier,  $\Lambda$ , to the straight-tube correlation:

$$\left. \frac{dp}{dl} \right|_{r-b} = \Lambda \left. \frac{dp}{dl} \right|_{s-t} \quad (11)$$

We derived the multiplier  $\Lambda$  via the Buckingham-PI Theorem with the following dimensionless groups: (i)  $GxD/\mu_v$ ; (ii)  $1/x-1$ ; (iii)  $\rho_l/\rho_v$ ; and (iv)  $2R/D$ . The first group is the vapour-only Reynolds number to take into account the influence of vapour velocity,  $Gx/\rho_v$ , while the second and the third terms are related to mass distribution for each phase. The last term regards the effects of the bend curvature. The resulting PI-equation is given by:

$$\Lambda = a_0 \left( \frac{GxD}{\mu_v} \right)^{a_1} \left( \frac{1}{x} - 1 \right)^{a_2} \left( \frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{a_3} \left( \frac{2R}{D} \right)^{a_4} \quad (12)$$

where the coefficients, fitted through the Least Squares Method, are given in Table 2 in column (A).

Figure 7 plots the pressure drop predictions for all the experimental data. While the agreement between the measurements and correlation is good in general, the correlation underpredicts several points for bend #3 from the Chen et al. (2004b) database. The fourteen most underpredicted data points for bend #3 have all stratified-wavy flow. This, however, could not be the only reason for the underprediction since Geary’s stratified-wavy data are predicted well.

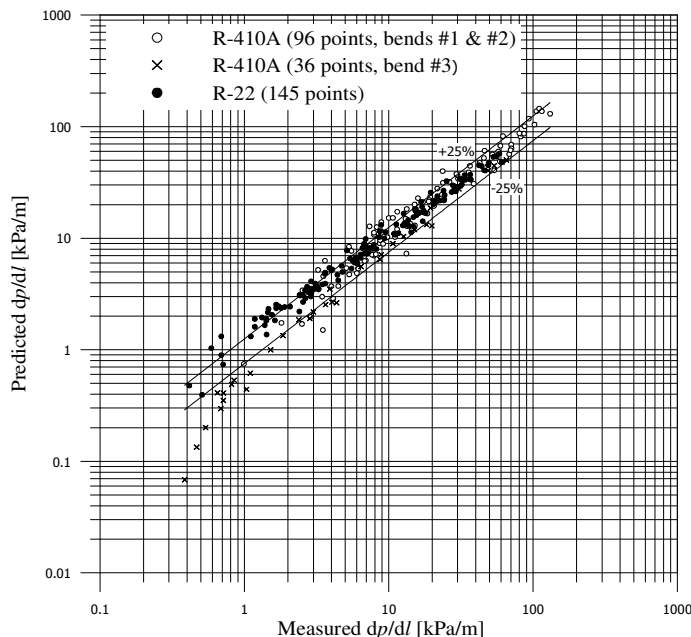


Figure 7. Comparison of all measurements with predictions by the new correlation (A).

Looking further for the reason for underpredictions, we note that in #3 experimental arrangement the straight tubes connecting the subsequent bends had the straight length of approximately four tube diameters, while Hoang & Davis

(1984) suggested that the length equal to nine tube diameters is required to complete the remixing process of the phases after leaving a return bend. It can be then speculated that the connection tubes were too short in #3 configuration to allow the flow to re-establish the straight-tube flow pattern, and this resulted in a larger return-bend pressure drop than would be measured otherwise. The straight-tube lengths for #1 and #2 test arrangements corresponded to approximately eight tube diameters.

Since the heat exchangers used in air conditioning and refrigeration have long tubes (much longer than 9 tube diameters) that allow the refrigerant to re-establish its straight-tube flow pattern after leaving the return bend, we removed bend #3 data from the database and refitted the constants in equation 12. Table 2 includes the new constants in column (B).

Table 2. Fitted coefficients for equation (12).

Coefficient	(A) 277 points - all points	(B) 241 points - all points except bend #3
$a_0$	$5.2 \cdot 10^{-3}$	$6.5 \cdot 10^{-3}$
$a_1$	0.59	0.54
$a_2$	0.22	0.21
$a_3$	0.27	0.34
$a_4$	-0.69	-0.67

Figure 8 plots the pressure drop predictions against the reduced 241-point database that includes all R-22 data and the R-410A data for bends #1 and #2. The mean deviation of predictions is 15.7 %, and 75 % of the predictions are within  $\pm 25$  % error bands. Table 3 provides the statistical information on the goodness of predictions of the reduced 241-point dataset by the four correlations considered in this study.

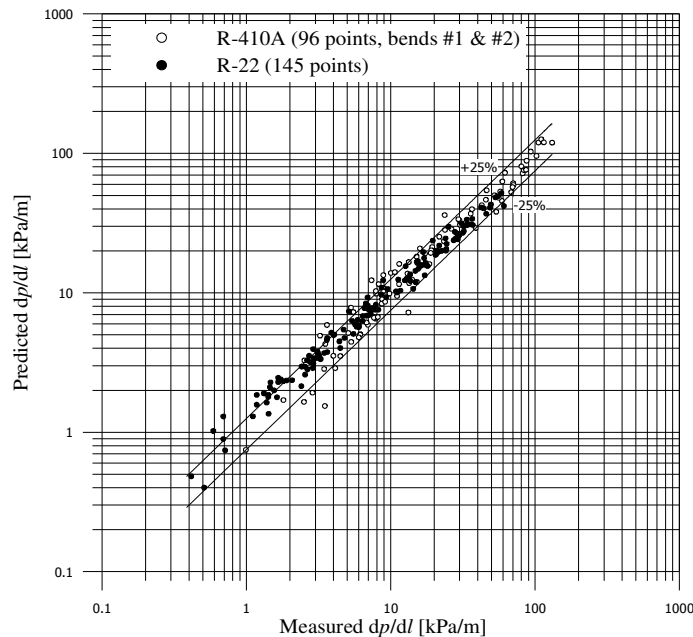


Figure 8. Comparison of 241-point database measurements with predictions by the new correlation (B).

Table 3. Statistical evaluation of predictions for the 241-point database for four studied correlations.

	Geary (1975)	Chen et al. (2004b)	Chisholm (1983)	Proposed (B)
Mean deviation (%)	22.5	22.8	36.5	15.7
Points within 10 %	83	67	21	105
Points within 25 %	153	160	61	180
Points within 50 %	196	207	158	226
Points outside 50 %	45	34	83	15

Figure 9 compares the four correlations for the entire vapour quality range from the saturated liquid to saturated vapour. Starting with the saturated liquid, all correlations show an increase of pressure drop with increasing quality, which can be explained by a decrease of the two-phase density. While the Geary correlation and the Chen et al. correlation continue this trend throughout the two-phase region to the saturated vapor line, the Chisholm/Idelshik predictions flatten at high vapor qualities, and the new correlation predicts a decrease in pressure drop when vapor quality approaches unity. Thus, the predictions by the Chisholm/Idelshik correlation and the new correlation agree with



the general trend of pressure drop known in straight tubes. The decrease in the pressure drop at high vapour qualities can be explained by the reduced interference between the phases once the liquid layer on the tube thins and the wall becomes occasionally dry. The proposed correlation has a smooth transition to Muller-Steinhagen & Heck (1986) for qualities lower than 0.2 and greater than 0.8, although it is singular for  $x=0$  and zero for  $x=1$ .

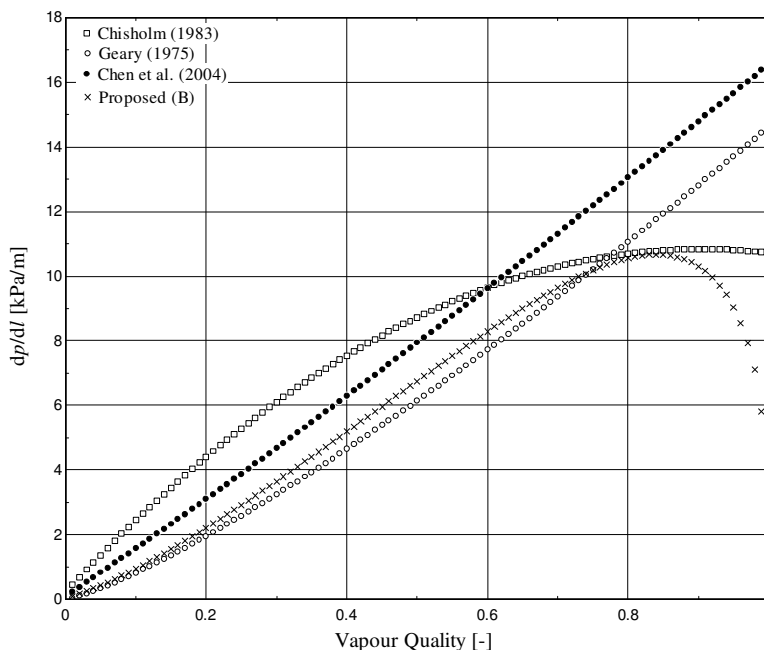


Figure 9. Comparison of return bend pressure drop predictions by the studied correlations (Conditions: refrigerant R-22,  $D=5.0$  mm,  $R=10.0$  mm,  $T_{sat}=7$  °C, and  $G=200$  kg m<sup>-2</sup>s<sup>-1</sup>)

#### 4. Final Remarks

An improved correlation for pressure drop in return bends was developed using 145 data points for R-22 and 96 points for R-410A. The correlation is based on the Muller-Steinhagen & Heck (1986) pressure drop correlation for straight tubes and a multiplier that accounts for the bend curvature. The Buckingham-PI Theorem was used to formulate the curvature multiplier in terms of refrigerant properties, flow characteristics, and bend geometry. The new correlation predicts 75 % of the experimental data points within the  $\pm 25$  % error bands with the mean deviation of 15.7 % for all data. Future experimental research on refrigerant flow in return bends is recommended to include the characterization of refrigerant flow pattern and its influence on refrigerant pressure drop.

#### 5. Acknowledgements

The authors are grateful to Prof. I. Y. Chen, National Yunlin University of Science and Technology, Taiwan, who kindly provided us with the R-410A pressure drop data. Thanks are also addressed to Dr. W. Vance Payne, National Institute of Standards and Technology, for reviewing the manuscript. Dr. C. J. L. Hermes duly acknowledges CAPES Agency for supporting his one-year sabbatical stay at the National Institute of Standards and Technology.

#### 6. References

- Chen, I.Y., 2004, Private Communication, National Yunlin University of Science and Technology, Yunlin, Taiwan
- Chen, I.Y., Huang, J.C., Wang, C.-C., 2004a, Single-phase and two-phase frictional characteristics of small U-type wavy tubes, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 47, pp. 2241-2249
- Chen, I.Y., Lai, Y.K., Wang, C.C., 2003, Frictional performance of U-type wavy tubes, *Transactions of the ASME*, 125, pp. 880-886
- Chen, I.Y., Wang, C.-C., Lin, S.Y., 2004b, Measurements and correlations of frictional single-phase and two-phase pressure drops of R410A flow in small U-type return bends, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 47, pp. 2241-2249
- Chisholm, D., 1983, *Two-phase flow in pipelines and heat exchangers*, George Godwin, London, 304p.
- Domanski, P.A., Hermes, C.J.L., 2006, An improved two-phase pressure drop correlation for 180° return bends, 3rd Asian Conference on Refrigeration and Air-Conditioning, Gyeongju, Korea, May 21-23
- Geary, D.F., 1975, Return bend pressure drop in refrigeration systems, *ASHRAE Transactions*, 81(1), pp. 250-265

- Hoang, K., Davis, M.R., 1984, Flow structure and pressure loss for two phase flow in return bends, Transactions of the ASME, 106, pp. 30-37
- Idelchik, I.E., 1986, Handbook of hydraulic resistance, 2<sup>nd</sup> edition, Hemisphere, New York, 640p.
- Ito, H., 1960, Pressure losses in smooth pipe bends, Journal of Basic Engineering, 82, pp. 131-143
- Lemmon E.W., McLinden M.O., Huber M.L., 2002, NIST Reference fluids thermodynamic and transport properties – REFPROP 7.0, Standard Reference Database 23, National Institute of Standards and Technology, Gaithersburg, MD, USA
- Muller-Steinhagen, H. & Heck, K., 1986, A simple pressure drop correlation for two-phase flow in pipes, Chem. Eng. Process, 20, pp. 297-308
- Paliwoda, A., 1992, Generalised method of pressure drop calculation across pipe components containing two-phase flow of refrigerants, Int. J. Refrigeration, 15(2), pp. 119-125
- Pierre, B., 1964, Flow resistance with boiling refrigerants – Part II, ASHRAE Journal, October, pp. 73-77
- Thome, J.R., 2005, Update on advances in flow pattern based two-phase heat transfer models, Experimental Thermal and Fluid Science, 29(3), pp. 341-349
- Wang, C.-C., Chen, I.Y., Shyu, H.-J., 2003, Frictional performance of R-22 and R-410A inside a 5.0mm wavy diameter tube, Int. J. Heat and Mass Transfer, 46, pp. 755-760
- Wojtkowiak, J., Popiel, C.O., 2000, Effect of cooling on pressure losses in U-type wavy pipe flow, Int. Comm. Heat Mass Transfer, 27(2), pp. 169-177

## 7. Nomenclature

### Symbols

$B$	straight-tube length between neighboring tubes
$dp/dl$	pressure gradient, Pa m <sup>-1</sup>
$D$	inner diameter, m
$f$	friction factor
$G$	refrigerant mass flux, kg s <sup>-1</sup> m <sup>-2</sup>
$K$	local pressure loss coefficient
$L$	bend length, m
$p$	pressure, Pa
$R$	bend radius, m
$x$	vapour quality

### Greek letters

$\Phi$	two-phase multiplier
$\Lambda$	curvature multiplier
$\mu$	absolute viscosity, Pa s
$\rho$	specific mass, kg m <sup>-3</sup>
$\sigma$	surface tension, N m <sup>-1</sup>

### Subscripts

$l$	liquid phase
$sp$	single phase
$v$	vapour phase