

# MERCOFRIO 2000 - CONGRESO DE AR CONDICIONADO, REFRIGERACAO, AQUECIMENTO E VENTILACAO DO MERCOSUL

## SIMULACION TERMICA DETALLADA DE UNA VENTANA

**Dr. Adelqui Fissore Sch.** - [afissore@udec.cl](mailto:afissore@udec.cl)

Universidad de Concepción, Fac. de Ingeniería. - Depto. Ing. Mecánica  
Casilla 53-C, Concepción, Chile

**Gastón Hernández C.** - [ghernand@ubiobio.cl](mailto:ghernand@ubiobio.cl)

Universidad del Bío-Bío. Fac. de Ingeniería - Depto. Ing. Mecánica  
Casilla 5-C, Concepción. Chile

**Paula Tartari.** - [ptartari@udec.cl](mailto:ptartari@udec.cl)

***Resumen.** En este artículo se propone un nuevo modelo para el balance térmico de una ventana. El objetivo del modelo es resolver en forma precisa el balance térmico de una ventana de vidrio simple en un clima moderado. Este modelo permitiría a los diseñadores calcular los principales parámetros de una ventana (superficie, orientación, aleros, etc.) de tal forma de minimizar el consumo de energía para un recinto dado (incluyendo calefacción, aire acondicionado e iluminación). El presente estudio se enfoca principalmente en problemas relacionados con el cálculo de la radiación interior de gran longitud de onda, y en segundo lugar en el efecto sobre el balance térmico del coeficiente de convección interno. En la segunda parte del artículo, se realiza una comparación, entre los resultados obtenidos utilizando el presente modelo y los obtenidos con otros modelos utilizados en la literatura. También se analiza la importancia de utilizar un correcto valor del coeficiente convectivo interior.*

***Palabras claves:** Ventanas, Diseño térmico construcciones, Calefacción*

### 1. INTRODUCCIÓN

En un clima moderado como el de Chile y de otros países de la región, con altos niveles de radiación y no muy bajas temperaturas, el balance de calor promedio diario de una ventana, incluyendo radiación solar y las pérdidas producidas por diferencia de temperatura, puede ser positivo, aún en invierno. Si además se considera la iluminación, se podría ahorrar energía, si se aumenta el tamaño de la ventana.

En este escenario, el correcto diseño de una ventana, que considere su orientación, tamaño y sombreamientos (internos y externos), puede ser una excelente oportunidad para economizar energía en un parque residencial y comercial de tan mal rendimiento térmico, y donde la tendencia es a aumentar indiscriminadamente la superficie de ventanas.

Para su correcto diseño, es necesario contar con un buen modelo matemático. Este modelo debe considerar en detalle: las ganancias de calor solar, las pérdidas por diferencia de temperatura y la iluminación natural del local.

Hoy en día existen modelos muy precisos para calcular las ganancias de calor solar (Duffie & Beckman 1980) y la iluminación interior (Ribero 1988), pero la mayor parte de los modelos usados para calcular las pérdidas de calor debido a la diferencias de temperaturas, no son lo suficientemente precisos.

Para el cálculo de pérdidas, se encuentran muchos modelos basados en el valor de U de la ventana (Robinson & Littler 1993, Simco et al 1999, Curcija et al 1989, Klems 1989, Sullivan et al 1993). Se observa que este tipo de modelos son apropiados para caracterizar una ventana, pero no para calcular el balance térmico de ella, dado que no consideran la influencia del recinto.

Se han hecho muchos esfuerzos para mejorar el modelo de una ventana por si misma (Zhao et al 1999, Wright & Sullivan 1994, Wright & Gowan 1999, Wright 1998), pero no intentan conectarla con el recinto.

Existen también modelos detallados para la simulación de ventanas, pero es frecuente que en esos modelos no se considere el factor angular entre superficies (para la radiación de gran longitud de onda), o en que superficie del recinto está siendo realmente absorbida la radiación solar, que según Hittle (1999) puede ser muy importante en algunos casos.

Hay también, muchos otros tipos de modelos, con variadas características (Alereza & Hossli 1979). En la mayor parte de los casos, el nivel de detalle de esos modelos se ubica entre los modelos que valoran U y los modelos detallados.

Como ninguno de los modelos revisados en la literatura nos entrega una certeza que se podría utilizar para el correcto diseño de una ventana, se está realizando un proyecto de investigación para crear un modelo que cumpla con estos requerimientos. En el presente artículo se presentan las principales características del modelo matemático utilizado, así como algunos ejemplos de cálculo donde se muestra la importancia de simular correctamente algunos fenómenos.

## **2. MODELO MATEMÁTICO**

Desde hace bastante tiempo, se conoce mucho más acerca del comportamiento termo - físico de una ventana, que lo que aplicamos en los modelos de cálculo actuales, aún en algunos modelos detallados. La razón de simplificar los modelos en el pasado, se debe a la muy baja capacidad computacional de ese entonces. Otra razón era la de disminuir la cantidad de información de entrada.

Hoy, la capacidad computacional es mucho mayor que la que disponíamos algunos años atrás. Desafortunadamente, esta capacidad ha sido usada principalmente para crear poderosas interfaces de entrada y salida, pero no para mejorar los aspectos físicos de los modelos.

El objetivo es crear un nuevo modelo, cuya complejidad física sea compatible con la capacidad computacional actual. Tampoco se desea imponer restricciones en la cantidad de información de entrada, porque la alternativa son los ensayos de laboratorio, los que son mucho más caros en tiempo y dinero.

Evidentemente, no se espera que las personas usen este modelo para el diseño de ventana (mucha información de entrada). La aplicación de este modelo está principalmente en el campo de la investigación.

El desafío es integrar todo el conocimiento físico actual, sin restricciones de capacidad computacional y de cantidad de información de entrada, en un modelo para el cálculo exacto del balance térmico de una ventana.

En este trabajo, se muestra sólo el caso con ventanas sin cortinas. La integración del efecto de cortinas o persianas se hará próximamente mediante un modelo que actualmente esta en elaboración.

### **2.1. Balance Térmico de un Vidrio.**

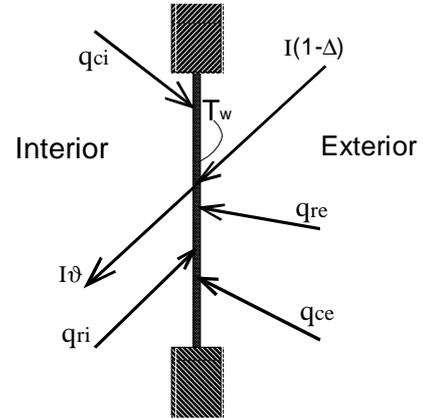
La Fig. 1 muestra el balance térmico de una ventana de vidrio único, y su expresión mediante la Ec. (1). En esta ecuación se supone que la temperatura interna y externa de la

superficie del vidrio es la misma.

$$I(1-\rho) - I\tau + q_{ri} + q_{ci} - q_{re} - q_{ce} = \rho c e \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (1)$$

$$o, \quad I\alpha + q_{ri} + h_{ci}(T_i - T_w) - q_{re} - h_{ce}(T_w - T_{ext}) = \rho c e \frac{\partial T_w}{\partial t} \quad (2)$$

Donde : I: Radiación solar incidente en el plano de la ventana [W/m<sup>2</sup>], ρ: Coeficiente de reflexión, τ : Coeficiente de transmisión, q<sub>ri</sub> : Flujo de calor neto por radiación entre el vidrio y muros internos [W/m<sup>2</sup>], q<sub>ci</sub>: Flujo de calor por convección entre el vidrio y el aire interior [W/m<sup>2</sup>], q<sub>re</sub>: Flujo de calor neto por radiación en lado exterior de el vidrio [W/m<sup>2</sup>], q<sub>ce</sub>: Flujo de calor por convección exterior [W/m<sup>2</sup>], c: capacidad calorífica del vidrio [W/m<sup>2</sup>°C], e: Espesor de el vidrio [mm], T<sub>w</sub>: Temperatura vidrio de la ventana [K o °C], t: Tiempo [s], α: Coeficiente de absorción, h<sub>ci</sub>: Coeficiente de transferencia de calor por convección interior [W/m<sup>2</sup>°C], T<sub>i</sub>: Temperatura aire interior [K o °C], h<sub>ce</sub>: Coeficiente de transferencia de calor por convección exterior [W/m<sup>2</sup>°C] y T<sub>ext</sub>: Temperatura aire exterior [K o °C].



**Figura 1.** Balance térmico del vidrio

Si se tienen  $n$  superficies internas, el balance de calor por radiación neto para cada superficie  $k$  ( $q_{rik}$ ) se puede calcular mediante:

$$q_{rik} = \frac{\sigma T_k^4 - J_k}{(1-\epsilon_k)/\epsilon_k}; \text{ donde } J_l = \epsilon_k \sigma T_k^4 + (1-\epsilon_k) \sum_{l=1}^n F_{k,l} J_l \quad (3)$$

donde:  $F_{k,l}$  : Factor angular entre superficies.

Con esto, se tiene un sistema de  $n$  ecuaciones ( $J_1, J_2, \dots, J_n$ ) el cual debe resolverse en forma simultánea. El término  $q_{ri}$  de la Ec. (2) corresponde al término  $q_{rik}$  de la Ec. (3) donde  $k$  corresponde a la superficie de la ventana. En todo caso, como se trata de un sistema de ecuaciones acoplados debe resolverse todo el sistema simultáneamente.

Cabe hacer notar que para resolver el balance por radiación se deben conocer las temperaturas de todas las paredes. Luego, deben simularse en forma detallada todas las paredes del recinto. En el presente modelo se utiliza el método de los elementos finitos para hacer un cálculo transiente de cada una de las paredes. Esto se explicará más adelante.

Para la radiación externa de gran longitud de onda, se pueden simplificar los cálculos si se supone que se tienen sólo dos superficies, una es la ventana (subíndice:  $w$ ) y la otra (subíndice:  $2$ ) es una superficie ficticia que tiene una temperatura ficticia llamada temperatura media radiante ( $T_{mrt,e}$ ), donde:

$$T_{mrt,e} = \sum_{l=1}^n T_l^4 F_{w,l} \quad y \quad q_{re} = \frac{\sigma (T_w^4 - T_{mrt,e}^4)}{\frac{1}{\epsilon_w} + \frac{A_w}{A_2} \frac{(1-\epsilon_2)}{\epsilon_2}} \quad (4)$$

Donde : A es el Area [m<sup>2</sup>], T<sub>mrt</sub> es la temperatura media radiante [K o °C] y el sub índice e indica que es exterior.

En este caso, se tienen  $(n-1)$  superficies reales representadas por una superficie ficticia

(2). Si se supone que  $A_w \ll A_2$ , lo cual es bastante razonable, se tiene:

$$q_{re} = \sigma \varepsilon_w (T_w^4 - T_{mrt,e}^4) \quad (5)$$

Evidentemente, es este punto, la gran dificultad es conocer el valor de  $T_{mrt,e}$ . Por el momento se considerará como primera aproximación que  $T_{mrt,e} = T_{ext}$ , la cual se considera como una buena aproximación sólo para cielos nublados. Se espera que con los primeros resultados del análisis de las simulaciones y con los resultados de las mediciones que se realizan paralelamente a este trabajo, se pueda decidir si es realmente necesario obtener un mejor valor para la estimación de  $T_{mrt,e}$ . Introduciendo  $T_{mrt,e} = T_{ext}$  en la Ec. (5) se tiene:

$$q_{re} = \sigma \varepsilon_w (T_w^4 - T_{ext}^4) \quad (6)$$

La Ec. 6 puede ser linealizada, y  $q_{re}$  puede ser expresado por:

$$q_{re} = \sigma \varepsilon_w (T_w^4 - T_{ext}^4) \approx h_{re} (T_w - T_{ext}) \quad (7)$$

$$\text{donde: } h_{re} = 4 \sigma \varepsilon_w \left( \frac{(T_w + T_{ext})}{2} \right)^3 \quad (8)$$

En la mayoría de los casos, cuando  $(T_w - T_{ext}) < 15^{\circ}C$ , el error producido por esta simplificación es menos del 0.1%. En condiciones extremas para este tipo de aplicación, cuando  $(T_w - T_{ext}) \approx 15^{\circ}C$ , el error es del orden de 0.6%.

Combinando la convección externa con la radiación externa de gran longitud de onda, se tiene:

$$q_{ce} + q_{re} = h_{cre} \cdot (T_w - T_{ext}) \quad \text{con} \quad h_{cre} = h_{ce} + h_{re} \quad (9)$$

Usando las ecuaciones anteriores, se puede reescribir la ecuación de balance para el vidrio. En esta nueva ecuación se ha despreciado la variación de energía interna del vidrio.

$$I \alpha + q_{ri} + h_{ci} (T_i - T_w) - h_{cre} (T_w - T_{ext}) = 0 \quad (10)$$

Donde  $q_{ri}$  se calcula con el sistema de Ec. (3). La Ec. (10) se resuelve usando algún procedimiento matemático para encontrar  $T_w$ . En este caso se utilizó el método de Newton-Rampson. Teniendo  $T_w$ , se calculan las pérdidas de calor por diferencia de temperatura a través de la ventana  $q_{lw}$ , usando la Ec. (11).

$$q_{lw} = h_{cre} (T_w - T_{ext}) \quad (11)$$

Las Ec. (3),(10) y (11) son las usadas en el presente modelo. Las ecuaciones siguientes muestran otras simplificaciones usadas comúnmente en otros modelos. Se usarán estas simplificaciones para determinar el nivel de error inducido cuando son consideradas en el modelo.

## 2.2. Simplificaciones al modelo.

La radiación interna se puede expresar mediante una ecuación similar a la Ec. (4). En este

caso, la superficie 2 es una superficie ficticia que toma en cuenta todas las superficies internas ( $T_{mrt,i}$ ). Si se supone que  $A_w \ll A_2$  (en la mayoría de los casos  $A_w/A_2 < 0.1$ ), se tiene:

$$q_{ri} = \sigma \varepsilon_w (T_{mrt,i}^4 - T_w^4) \quad (12)$$

La Eq. (12) también puede ser linealizada y se obtiene:

$$q_{ri} = h_{ri}(T_{mrt,i} - T_w) \quad \text{donde:} \quad h_{ri} = 4 \sigma \varepsilon_w \left( \frac{T_w + T_{mrt,i}}{2} \right)^3 \quad (13)$$

Al usar las Ec. (10) y (13), no es necesario utilizar un método numérico, ya que  $T_w$ , se puede obtener directamente de la Ec. (14) donde se ha despejado  $T_w$ .

$$T_w = \frac{I \alpha + h_{ri} T_{mrt,i} + h_{ci} T_i + h_{cre} T_{ext}}{h_{ri} + h_{ci} + h_{cre}} \quad (14)$$

En este caso,  $h_{ri}$  y  $h_{re}$  dependen de  $T_w$ . Usualmente con sólo una iteración es posible obtener una muy buena aproximación para  $T_w$ . Otra forma, es usar un  $h_{ri}$  y  $h_{re}$  fijo, basado en temperaturas estándar.

Otra aproximación usada en este tipo de modelos es imponer:  $T_{mrt,i} \approx T_i$ . Usando  $h_{rci} = h_{ri} + h_{ci}$ , e imponiendo también  $\alpha = 0$ , es posible calcular directamente  $q_{lw}$ , sin calcular  $T_w$ , usando la muy conocida ecuación:

$$q_{lw} = U (T_i - T_{ext}) \quad \text{donde:} \quad U = \frac{1}{h_{cri} + h_{cre}} \quad (15)$$

Como se verá posteriormente, el uso del coeficiente filmico (convección + radiación) no es una buena solución para esta aplicación, porque el supuesto  $T_{mrt,i} \approx T_i$  no es válido, y el error puede ser alto.

La Tabla 1 resume los diferentes modelos que se utilizaran en el análisis de los resultados.

**Tabla 1.** Resumen de los modelos.

Modelo	Ecuaciones	Comentarios
A	3, 10 y 11	Modelo mas detallado presentado en este estudio.
B1	10, 11 y 12	Cálculo de radiación interna con $T_{mrt}$ calculada con factor angular.
B2	10, 11 y 12	Cálculo de radiación interna con $T_{mrt}$ prorrateada por las áreas de cada superficie.
C	11, 13 y 14	Radiación interna linealizada.
D	15	Modelo que usa el concepto de U total.

### 2.3. Componentes secundarios del modelo.

Al usar el modelo "A", se debe conocer con precisión las temperaturas de las superficies internas. El presente programa resuelve numéricamente las ecuaciones de conducción unidimensional para cada pared.

El coeficiente de transferencia de calor convectivo interno se calcula usando el modelo de Alandari y Hammond [Dascalaki et al., 1994]. Actualmente, dentro del marco de esta misma investigación, se está preparando un modelo para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor por convección en la ventana, el cual incluye los efectos de las persianas y cortinas. Se espera que este modelo este disponible próximamente.

Considerando la posición del sol, el presente modelo calcula el porcentaje de radiación solar directa que pasa a través de la ventana y es absorbida efectivamente en cada pared interna. Según Hittle (1999) este es un factor que en ciertas ocasiones juega un papel muy importante en el balance térmico.

La distribución de radiación solar difusa en cada pared interna se calcula usando los factores de forma entre la ventana y cada pared interna. En esta primera etapa no se considera la reflexión interna de la radiación solar incidente, es decir se supone  $\alpha=1$  (sólo para la radiación solar y no para la radiación de gran longitud de onda).

Se dispone además de un modelo para calcular la iluminación natural en el interior del recinto. Este modelo se basa en un modelo puramente geométrico presentado por Ribero (1988). El modelo fue validado con mediciones de iluminación en recintos reales (dentro del marco de este mismo proyecto), encontrándose diferencias promedios del orden de 15%. Localmente, se encontraron diferencias de más del 60%; sin embargo, esto se debe a la presencia del marco de la ventana, el cual no se considero en el modelo. Una vez que el punto de medición se aleja del marco de la ventana, el modelo regresa a su error medio del orden de 15%.

### 3. DATOS DE ENTRADA PARA LAS SIMULACIONES

Usando el modelo presentado anteriormente, se presenta en esta sección la simulación de varios tipos de recintos y los cálculos para diferentes condiciones típicas.

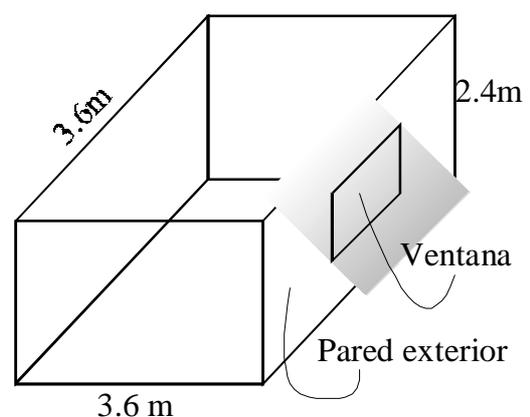
La Fig. 2 muestra la geometría del local considerada en los cálculos. Esta es la típica oficina en un edificio. Todas las simulaciones se realizaron usando casi la misma geometría. El único parámetro que se modificó fue el tamaño de la ventana. Se usó una ventana pequeña de  $0.8 \text{ m}^2$  o una grande  $5.7 \text{ m}^2$ .

Este local tiene sólo una pared exterior (donde se ubica la ventana). Todas las otras paredes son internas.

Se consideran 6 tipos de construcciones típicas de Chile: Ladrillo común (20 cm), paredes de madera sin aislación y piso de madera, paredes de madera sin aislación y piso de concreto, paredes de madera con 5 cm de poliestireno expandido y piso de madera, concreto (30cm) y piso de baldosa y Concreto (30cm) con piso compuesto de 2.5 cm de madera y 1 cm de alfombra.

Las condiciones de borde para la pared exterior son las condiciones meteorológicas medidas en la ciudad de Concepción ( $-36^\circ$  de latitud, Chile). Para este análisis se consideran los resultados de las simulaciones de un día; pero antes de obtener los resultados, las simulaciones son repetidas varias veces para el mismo día. Este procedimiento permite acercarse a las condiciones iniciales reales.

Se consideran dos días distintos para las simulaciones. Uno es un día promedio de invierno y el otro es un día típico de invierno sin nubes. Ambos días se obtienen de



**Figura 2.** Geometría del local considerado

información meteorológica real para Concepción. Los principales parámetros de estos días se resumen en la tabla 2.

**Tabla 2.** Resumen de condiciones meteorológicas consideradas.

Parámetro	Día promedio	Día sin nubes
Temp. Promedio del día °C	8.9	9.0
Temp. Máxima del día °C	13.2	15.4
Temp. Mínima del día °C	4.6	3.5
Rad. Solar total diaria sobre superficie horizontal kJ/m <sup>2</sup>	8000	11200

Las temperaturas de los locales vecinos que tienen una pared en común con el local en estudio se consideran fijas. Se usa alternativamente 21°C y 8°C para las diferentes simulaciones.

Se considera que el local tiene un sistema de control de calefacción ideal, el cual mantiene la temperatura interna en 21°C. No se considera aire acondicionado. Esto significa que cuando, debido a las ganancias de radiación solar, la temperatura del local se eleva por sobre 21°C, la calefacción se apaga y el programa calcula la temperatura para cada paso de tiempo.

Otros parámetros considerados en las simulaciones y sus valores asignados son: Orientación de la pared externa (Norte, Oeste). Coeficiente de convección interno (modelo de Alamy, 50% de reducción del modelo de Alamy, fijo = 3.0 W/m<sup>2</sup>°C, fijo = 4.0 W/m<sup>2</sup>°C). Distribución interna de la radiación solar que pasa a través de la ventana (calculada, fija en 1/5 para cada pared).

Además, se realizaron los cálculos utilizando todos los modelos individualizados en la tabla 1 (modelos A, B1, B2, C y D).

## 4. RESULTADOS

Antes de analizar los resultados del modelo, se analizará el efecto del error de  $T_{mrt,i}$  y  $h_{ci}$  sobre  $q_{lw}$ , usando el modelo C. Se encuentra que para un error de 1°C sobre  $T_{mrt,i}$ , el error sobre  $q_{lw}$  es 1.7% cuando la temperatura externa es -30°C, y 5,7% cuando la temperatura externa es 10°C (cerca a la temperatura promedio de invierno para el clima considerado). Así, la correcta consideración de la radiación de gran longitud de onda interna es mucho más importante para climas templados que para climas fríos. Para el coeficiente  $h_{ci}$  (usado en el modelo C) se encontró que un error de 1 W/m<sup>2</sup>°C en  $h_{ci}$ , genera un error de 10% sobre  $q_{lw}$ .

### 4.1. Efecto del coeficiente de transferencia de calor convectivo interno.

Los resultados de las simulaciones muestran que sólo debido a diferencias de temperatura entre el aire y las superficies,  $h_{ci}$  varía desde 0.08 a 4.1 (para el conjunto de las condiciones indicadas en el punto 3).

Los rangos de valores promedios diarios y horarios de  $h_{ci}$  se muestran en la Fig. 3 para diferentes superficies. Se observa que si no se considera la diferencia de temperaturas entre el aire y las superficies, lo que es posible al tener un  $h_{ci}$  fijo, el error puede ser alto.

Los cálculos muestran que con un 50% de error en  $h_{ci}$  (lo cual es frecuentemente posible, considerando la Fig. 3), el error sobre  $q_{lw}$  varía desde 6 a 15% (para los diferentes casos simulados). Los errores sobre  $h_{ci}$  pueden ser aún mayores al 50%.

## 4.2. Influencia de la radiación interna y de las temperaturas superficiales internas sobre el balance térmico de una ventana.

Si se considera que el valor promedio de  $h_{ci}$  es alrededor de 2 [W/m<sup>2</sup>°C], y que el valor de  $h_{ri}$  es de alrededor de 5 [W/m<sup>2</sup>°C], es posible concluir que  $h_{ri}$  es preponderante en el balance térmico de la ventana.

Las temperaturas de las superficies, es el principal parámetro que afecta el cálculo del calor interno por radiación de una ventana. Obviamente, si no se usa un valor representativo de la temperatura, el error en la transferencia de calor por radiación interna debe ser muy alto.

La temperatura del aire en el otro lado de las paredes internas, tiene gran influencia en la temperatura del lado interior de las paredes. Comparando la temperatura promedio diaria de las superficies internas para un recinto donde la temperatura del aire del otro lado de la pared interna es 21°C (espacio calefaccionado) con un recinto donde la temperatura del aire de el otro lado de la pared interna es 8°C (espacio no calefaccionado) se encuentra una diferencia de temperatura de alrededor de 6°C. Esta diferencia de temperatura produce una diferencia en  $q_{lw}$  de alrededor de 35% y una diferencia de alrededor de 50% en el balance térmico de la ventana. Por lo tanto un modelo que no considere si el espacio adyacente esté calefaccionado o no (o un modelo de ventana desconectado de la edificación), puede producir un error, sólo por este concepto, de alrededor de 50% en el balance térmico de una ventana.

La materialidad de la construcción es otro factor que afecta la temperatura de las superficies internas. Las simulaciones realizadas muestran que se pueden encontrar una diferencia de alrededor de 4°C, en el valor promedio diario de las temperaturas de las superficies internas para dos tipos de recintos de distinta materialidad. Esta variación de temperatura produce una variación en  $q_{lw}$  de alrededor de 25%.

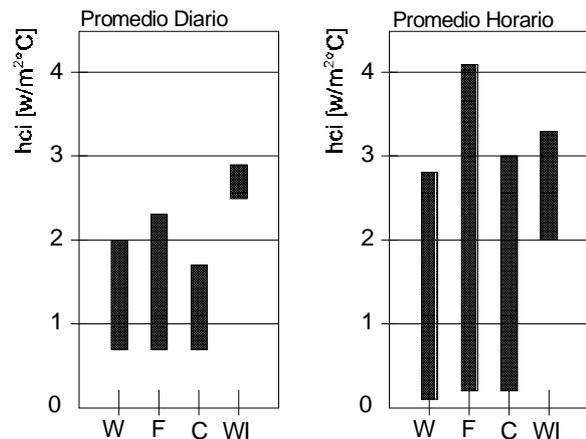
Si se compara un recinto de concreto con piso de baldosas, con otro recinto de concreto con piso alfombrado, el valor promedio diario de  $q_{lw}$  no cambia mucho. Sólo se encuentran diferencias significativas para valores horarios. Estas diferencias horarias máximas son de alrededor de 7% para ventanas pequeñas y de alrededor de 10% para ventanas grandes.

## 4.3. Análisis del error usando algunas simplificaciones para la modelación de la radiación de gran longitud de onda interior.

Al usar el Modelo B1 en lugar del Modelo A, el error en el valor promedio diario de  $q_{lw}$  es menos del 1% (2% máximo para valores promedios horarios) si las emisividades de las superficies (para la radiación de gran longitud de onda) son mayores que 0.9

Si se usa un modelo linealizado (Modelo C), la diferencia máxima en  $q_{lw}$  con respecto al Modelo B1 es de alrededor de 0.2%.

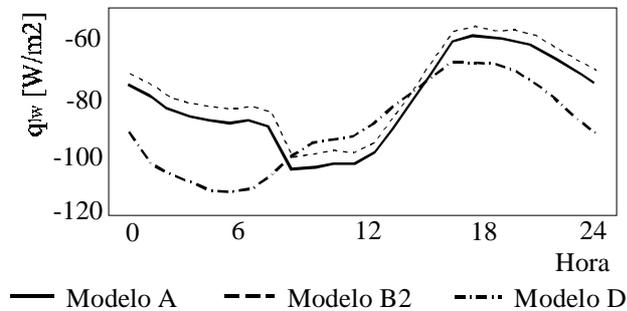
El error producido por calcular una  $T_{mrt,i}$  como una temperatura promedio de las paredes internas (promediadas por las áreas)(Modelo B2), en lugar de usar un factor angular (Modelo B1), es alrededor de un 7% de  $q_{lw}$ .



**Figura 3.** hci obtenidos de las simulaciones para diferentes superficies. W:pared, F: Piso, C: cielo, WI: ventana.

El error producido por considerar que la radiación solar que pasa a través de la ventana (promediada por las áreas) sea absorbida uniformemente sobre las superficies interiores, comparado con un cálculo apropiado, no es mayor que un 2% de  $q_{lw}$  para todas las simulaciones realizadas.

El error en  $q_{lw}$  producido por un modelo que considere sólo un valor fijo para el  $U$  de la ventana ( $U = 6.8 \text{ [W/m}^2\text{°C]}$ ) (Modelo D) varía desde 0.1% a 65% para las diferentes simulaciones realizadas. Esos errores son valores promedios diarios. El comportamiento del error horario es errático. Para algunos casos el error horario se distribuye uniformemente en el día, para otros casos hay muchas diferencias en el error de una hora a otra. La Fig. 4, muestra un ejemplo de distribución de  $q_{lw}$  para un día, usando 3 diferentes modelos.



**Figura 4.** Distribución de  $q_{lw}$  para un día.

## 5. CONCLUSIONES

La ventana puede tener un comportamiento muy diferente, dependiendo del recinto específico en que esté ubicada. Las pérdidas de calor ( $q_{lw}$  es decir, el valor de  $U$ ) puede cambiar mucho de un recinto a otro. Por lo tanto, el usar un valor de  $U$  estándar solo debe ser aceptado para hacer comparaciones entre ventanas y no para calcular las pérdidas de calor.

El balance térmico de una ventana debe ser hecho con un modelo muy preciso. Los modelos simplificados actuales no son recomendados para este tipo de aplicación, dado que el error que se comete es muy grande y es casi imposible obtener conclusiones.

Un modelo preciso debe considerar en detalle, la convección y radiación interna. En este estudio se propone utilizar el Modelo A. El Modelo C entrega también resultados aceptables para la mayoría de las aplicaciones prácticas. El factor de convección interna  $h_{ci}$ , debe ser calculado usando el mejor modelo disponible.

Este estudio está enfocado a la correcta utilización de  $q_{ri}$  y de  $h_{ci}$ , pero se debe tener en cuenta los otros parámetros, como el factor de sombreado, la convección externa, la radiación de gran longitud de onda externa con el cielo, la radiación solar en el plano de la ventana, etc.; son también muy importantes para el balance térmico de una ventana.

Resultados preliminares muestran que, en algunos casos, es posible reducir la carga de calefacción aumentando el área de alguna ventana bien orientada. Esta conclusión es una motivación para crear un modelo muy preciso que permita la optimización de los principales parámetros de una ventana.

La complejidad del modelo, no es un problema hoy en día. Se tiene a disposición una capacidad computacional suficiente para aumentar muchas veces la complejidad de los modelos.

## Agradecimientos

Los autores agradecen al CONICYT Chile por el financiamiento prestado para la presente investigación, lo cual fue realizado a través del proyecto Fondecyt: Modelo para el diseño óptimo de ventanas en la construcción.

## REFERENCIAS.

- Alereza T, Hossli R-1979. "A simplified method of calculating heat loss and solar gain through residential windows during the heating season". ASHRAE Trans., Vol. 85-1.
- Curcija D., Ambs L. And Goss W. 1989. "A comparison of European and North American window U-value calculation procedures." ASHRAE Trans. pp 575-591.
- Dascalaki E Et Al. 1994. "Natural convection heat transfer coefficients from vertical and horizontal surfaces for buildings applications." Energy and Building, Vol. 20, pp. 243-249.
- Duffie, J And Beckman, W.A. 1980. "Solar Engineering of Thermal Processes." Jhon Wiley & sons Inc. New York.
- Hittle, D.C., 1999, The effect of beam solar radiation distribution on peak cooling loads. Ashrae Trans. Vol 105 parte 2.
- Klems J.H. 1989. "U-Values, solar heat gain, and thermal performance: Recent studies using the MoWiTT." ASHRAE Trans., pp. 609-617.
- Ribero R. 1988. "Iluminación natural: Cálculo del factor día directo para ventanas verticales con vidrio y sin vidrio." Universidad de La República. Facultad de Arquitectura. Montevideo, Uruguay.
- Robinson P. Litter J. 1993. "Advanced Glazing: Outdoor test room measurements, performance, prediction and building thermal simulation." Building and Environment, Vol 28, No 2, pp. 145-152.
- Simco, T.M., Almahdy A.H., Collins R.E., 1999, Determination of the overall heat transmission coefficient (U Value) of vacuum glazing. ASHRAE Trans. Vol 105 Parte 2, pp. 891-899
- Sullivan R, Frost K, Arasteh D, And Selkowitz S. 1994. "Window U-factor effects on residential cooling load." ASHRAE Trans. 3789.
- Wright J.L. And Sullivan H.F. 1995. "A two dimensional numerical mode for glazing system thermal analysis". ASHRAE Trans. CH-95-8-3.
- Wright J.L. 1998, Calculating center-glass performance indices of windows. ASHRAE Trans. Vol. 104 Parte 1B.
- Wright, J.L. & McGowan, A. 1999. Calculation the solar heat gain of window frames., ASHRAE Trans. Vol 105 Parte 2.
- Zhao, Y. Crucija, D. y Gross P.W., 1999, Convective heat transfer correlation for fenestration glazin cavities: a review., ASHRAE Trans. Vol 105 Parte 2.

## DETAILED THERMAL SIMULATION OF FENESTRATION.

**Abstract:** *In this paper a new model for heat balance of a window is proposed. The objective of the model is to solve accurately the heat balance on a single glass window in a moderate climate. This procedure will allow the designer to calculate the main parameters of a fenestration (surface, orientation, overhangs, etc.), minimizing the energy consumption for a specific enclosure (including heating, air conditioning and lighting). The present study is mainly focused on problems related with the internal long wave radiation calculations, and secondly on the effect of internal convection coefficient on the heat balance. A comparison between the results obtained using this model and those obtained with other current models is included in the second part of the paper. The importance of using the right internal convection coefficient on the heat balance of fenestration for this kind of application is also analyzed.*

**Key- Words:** *Fenestration, Thermal design of buildings, Heating*