

## ALGUNAS DIFICULTADES EN EL CALCULO DE COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA TERMICA EN EL INTERIOR DE UNA CAVIDAD CERRADA

Irene De Paul  
INENCO<sup>#</sup>  
Av. Bolivia 5150 - 4400 Salta  
TE: 87-255424  
E-mail: depaul @ ciunsa.edu.ar

### RESUMEN

El cálculo de coeficientes de transferencia térmica sobre superficies en el interior de un local a partir de expresiones deducidas para medios semiinfinitos o medidos experimentalmente en locales caracterizados por una temperatura única puede producir resultados apartados de lo real en cálculos de simulación térmica de edificios. A partir de los resultados obtenidos en experiencias de visualización de flujos y algunas medidas térmicas realizadas en modelos a pequeña escala se analizan algunas de las dificultades que pueden presentarse si se emplea una temperatura única para caracterizar el comportamiento térmico de un local. Se concluye que es necesario un conocimiento más profundo de la circulación y la distribución espacial de temperatura en el interior de los locales cuyo comportamiento se quiere analizar.

### INTRODUCCIÓN

La transferencia de energía por convección natural en el interior de una habitación es un problema complejo tanto desde el punto de vista térmico como fluidodinámico. En programas de simulación numérica del comportamiento térmico de edificios se realizan modelos simplificados que permitan estimar su comportamiento, para lo cual se suele asignar una temperatura característica a cada local y se emplean coeficientes de transferencia térmica sobre superficies calculados a partir de relaciones que están deducidas para transferencia desde una superficie hacia un medio semiinfinito, valores cuya validez es relativa (Bohm, 1985). El comportamiento térmico-fluidodinámico del aire en el interior de una habitación es mucho más complejo que lo que esta descripción permite y se requiere mayor información experimental acerca de la distribución de temperaturas en el interior para mejorar los modelos en los que se basan las simulaciones.

El empleo de modelos a pequeña escala que emplean agua como elemento convectivo es una técnica que se aplica hace tiempo al estudio de los procesos de transferencia térmica en recintos cerrados (Bohm, 1985; Cordier et al., 1985; De Paul et al. 1992, 1993; Elder, 1965; Ostrach, 1972). En el presente trabajo se emplearon los resultados obtenidos en la experimentación con una cavidad cúbica de 0.10 m de lado, tomada como referencia, calentada desde una superficie, con las restantes caras en contacto con el ambiente, para analizar las dificultades que pueden surgir en el cálculo de los coeficientes térmicos de transferencia sobre las superficies internas, cuando éste se realiza a partir de la caracterización del local por una única temperatura, ya sea medida en un único punto u obtenida como promedio sobre otras medidas realizadas en el local.

### PLANTEO DEL PROBLEMA

Se considera una cavidad cúbica, sometida a calentamiento a potencia constante desde una pared denominada "cara 1"; las restantes caras, el piso y el techo están en contacto con el ambiente a temperatura constante  $T_a$ . Suponiendo el sistema en equilibrio, el flujo de energía es el siguiente (Figura 1): el calor entra por conducción a través de la cara 1 y se transmite por convección natural hacia el interior del local. La energía térmica del local se transmite por convección hacia las paredes, piso y techo, y se pierde por conducción a través de las paredes hacia el exterior a temperatura ambiente. Las ecuaciones que rigen el proceso son las siguientes (McAdams, 1978):

$$\text{Conducción:} \quad q_i = (k/e)_i * A_i * (T'_i - T_i)$$

$$\text{Convección:} \quad q_i = h_i * A_i * (T_i - T_m)$$

El índice  $i$  caracteriza la  $i$ -ésima superficie,  $A$  es el área,  $(k/e)$  es el cociente entre la conductividad y el espesor de la superficie,  $T$  es la temperatura interna,  $T'$  es la temperatura externa y  $T_m$  es la temperatura media única que caracteriza el local. En equilibrio, debe cumplirse:

$$q_i = (k/e)_i * A_i * (T'_i - T_i) = h_i * A_i * (T_i - T_m)$$

De donde se puede obtener el coeficiente de transferencia térmica  $h$ , definido positivo, a partir de la siguiente relación:

$$h_i = \left( \frac{k}{e} \right)_i \left( \frac{T'_i - T_i}{T_i - T_m} \right) \quad (1)$$

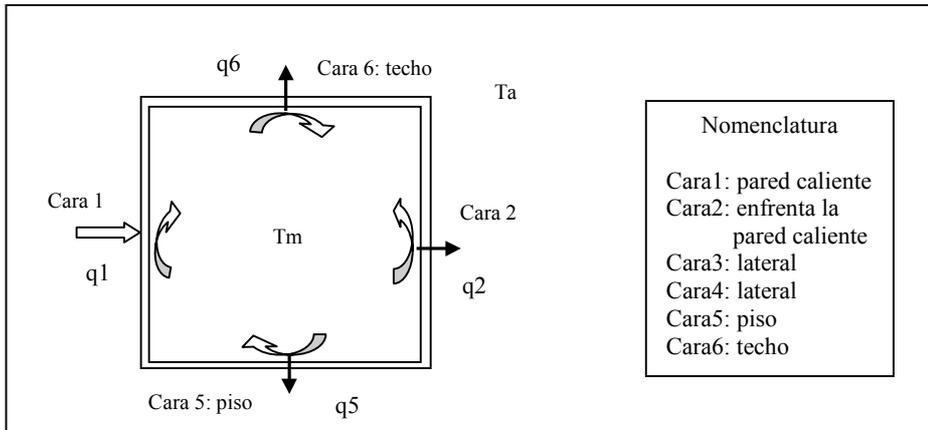


Figura 1. Nomenclatura y esquema de flujos de calor.

Generalmente se dispone de una instrumentación limitada, por lo que supondremos que sólo se mide la temperatura en las superficies interiores y exteriores en un único punto ubicado en el centro de cada una de ellas. En estos términos se define la temperatura característica del local de la siguiente manera:

$$T_m = (\sum T_i) / 6 \quad \text{con } i = 1 \text{ hasta } 6$$

De acuerdo a los resultados de las experiencias realizadas (Figura 2) se puede suponer la siguiente relación entre temperaturas:  $T_1$  y  $T_6 > T_m > T_2$  y  $T_5$ ;  $T_m < T_3$  y  $T_4$ . La temperatura del piso,  $T_5$ , es siempre la más baja de las temperaturas medidas:  $T_5 < T_i \neq 5$ .

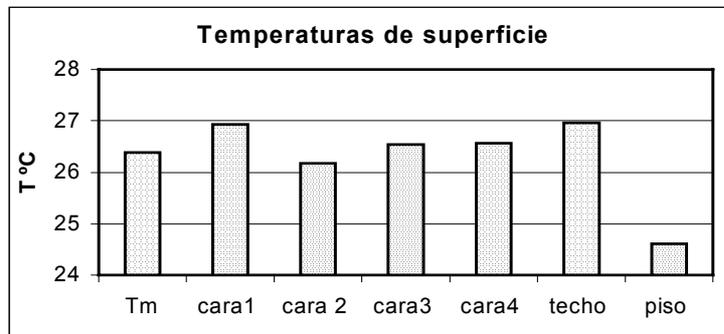


Figura 2. Distribución de temperaturas de superficie en una experiencia típica.

**Caso 1.** Debido a que la diferencia de temperatura  $T_1 - T_m$  es relativamente grande, el coeficiente de transferencia (1) sobre la cara caliente puede resultar menor que el que realmente está actuando.

**Caso 2.** Comparando los valores relativos de temperatura, se obtiene la siguiente relación para el coeficiente  $h$  sobre el techo:

$$h = \frac{k(T_6 - T_6)}{e(T_6 - T_m)} = \frac{\leq 0}{> 0} = < 0 \quad (2)$$

Se obtiene una inconsistencia ya que el coeficiente  $h$  es definido positivo.

**Caso 3.** La temperatura del piso, apreciablemente más baja que las restantes, influye en el cálculo de  $T_m$  produciendo un valor relativamente bajo. La temperatura del techo resulta entonces apreciablemente mayor que  $T_m$ , el denominador en la expresión (2) es grande produciendo un coeficiente  $h$  pequeño. Esto es un absurdo: debajo del techo, donde la temperatura del agua y su velocidad son altas, la transferencia térmica es baja.

**Caso 4.** La temperatura de las paredes laterales 3 y 4 puede ser muy próxima a la temperatura media  $T_m$ ; por lo tanto el denominador en la expresión (1) es pequeño y el valor de  $h$  obtenido puede ser muy grande, aún mayor que el que se obtiene

sobre la cara 1 donde la transferencia térmica es muy intensa. Esto resulta un absurdo, ya que se tendría la máxima transferencia térmica cuando la diferencia de temperatura entre la superficie y el fluido es menor.

**Caso 5.** Debido a la influencia del piso puede resultar  $T_m < T_{3,4}$  como se muestra en la Figura 2, produciendo un valor de  $h$  negativo como en (2). Nuevamente se llega al absurdo de que la pared que está en contacto con el ambiente más frío calienta el local que está siendo calefaccionado.

### ANALISIS

¿Cómo se explican estos resultados? Es necesario recordar que en los procesos de convección natural desde una superficie, la transferencia térmica se realiza por conducción a través de la capa límite, que es una capa de fluido muy estrecha, próxima a la superficie, en la cual el gradiente vertical de temperatura produce una diferencia de densidad en el fluido que suministra el empuje ascendente que provoca la convección (Figura 3) (Burmeister, 1983). La ecuación para  $h$  es:

$$h = - \frac{k}{(T_s - T_f)} \left( \frac{\delta T}{\delta x} \right)_{x=0}$$

Donde  $T_s$  es la temperatura de la superficie y  $T_f$  es la temperatura del fluido fuera de la capa límite. El gradiente de temperatura en  $x = 0$  es del orden de  $(T_s - T_f) / \delta$ , por lo que, en general, resulta  $h \approx k / \delta$ .

**Caso 1:** El espesor de la capa límite sobre la cara 1 es, según se pudo apreciar en las experiencias de visualización de flujo, muy pequeño, del orden del milímetro, por lo tanto el coeficiente de transferencia es muy alto. Si se calcula  $h$  a partir de la expresión (1), la diferencia  $T_1 - T_m$  puede resultar suficientemente grande como para que el valor de  $h$  resulte menor que el que realmente está actuando. Estrictamente, la transferencia térmica no se realiza entre la superficie a temperatura  $T_1$  y una capa de fluido a temperatura  $T_m$ , sino entre la superficie y una capa de fluido a temperatura mayor,  $T_f$ ; la diferencia  $T_1 - T_f$  es menor y el coeficiente que se obtiene en este caso es mayor.

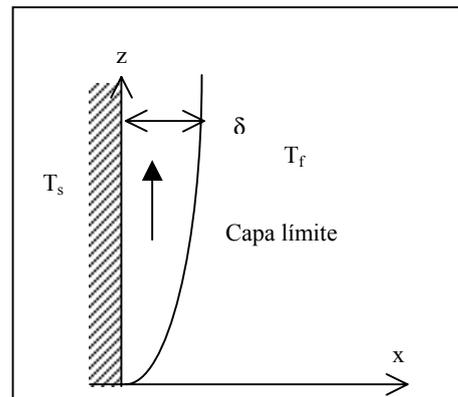


Figura 3. Capa límite.

**Caso 2.** La transferencia térmica en el techo requiere conocer las características de la circulación en el plano vertical, perpendicular a la cara caliente, que se muestra en la Figura 4 (Vilte et al., 1997). El agua caliente que asciende por convección en la cara 1, se desplaza a lo largo del techo al cual cede su calor, que es perdido por conducción hacia el ambiente: el agua se enfría a medida que avanza hacia la cara 2.

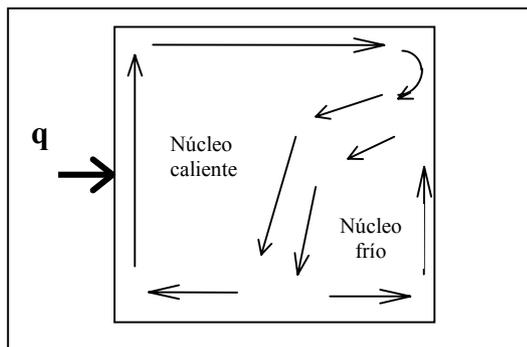


Figura 4. Circulación en el plano vertical perpendicular a la cara caliente.

Cuando el sistema se encuentra en estado estacionario, el agua se estratifica térmicamente, manteniéndose temperaturas altas cerca del techo y bajas cerca del piso. La transferencia térmica no se realiza, entonces, desde una capa de fluido a temperatura  $T_m$  hacia el techo sino desde una capa de fluido a temperatura  $T_f$  mayor que  $T_6$ , por lo menos en la mayor parte de su recorrido, y siempre mayor que  $T_m$ . La relación de temperaturas para el cálculo de  $h$  es entonces consistente:

$$h = \frac{k(T_6 - T_6)}{e(T_6 - T_f)} = \frac{\leq 0}{< 0} = > 0 \quad (3)$$

**Caso 3.** Por otra parte, al ser  $T_f$  mayor que  $T_m$ , la diferencia  $T_6 - T_f$  es menor que  $T_6 - T_m$ , y el coeficiente  $h$  resulta mayor.

**Caso 4.** Una distribución típica de temperaturas entre las caras 3 y 4 se muestra en la Figura 5 donde se indica el valor de la temperatura media  $T_m$ . Se observa que ésta es próxima a la temperatura de las superficies 3 y 4, pero la temperatura del agua es mayor y aproximadamente constante en el interior. La transferencia térmica entonces, no se realiza entre una capa de fluido a temperatura  $T_m$  y la superficie, sino entre una capa de fluido a temperatura mayor  $T_f$  y la superficie, a través de la capa límite del fluido que asciende en forma diagonal a lo largo de ambas paredes, produciendo un coeficiente  $h$  más bajo.

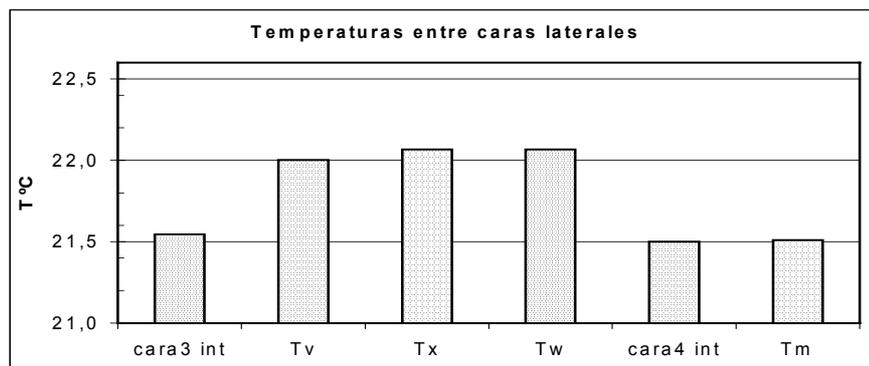


Figura 5. Distribución de temperaturas típica entre las caras laterales.

**Caso 5.** Sobre las caras 3 y 4 la transferencia se realiza entre una capa de fluido a temperatura  $T_f$  mayor que  $T_m$  y  $T_{3,4}$ , con lo que la relación de temperaturas es similar a (3) y resulta un coeficiente  $h$  positivo.

## CONCLUSIONES

El análisis de las situaciones planteadas, realizadas a la luz de la información obtenida a partir de experiencias de visualización de flujos y medidas térmicas realizadas sobre un modelo a pequeña escala que emplea agua como elemento convectivo, permiten comprobar que la caracterización térmica de un local a partir de una temperatura única, puede conducir a inconsistencias en el cálculo de los coeficientes de transferencia térmica sobre las paredes, así como producir valores alejados de los que realmente están actuando en la experiencia. Esta situación puede traer consecuencias importantes cuando se realiza un balance térmico y se procura optimizar los recursos energéticos en el diseño térmico de un edificio.

Es necesario tener un conocimiento mínimo acerca de la circulación en el interior del local que se quiere modelar, y de la distribución espacial de temperaturas en su interior, en especial en las proximidades de las superficies, para lo cual el empleo de modelos a pequeña escala puede ser una importante herramienta de análisis.

## REFERENCIAS

1. McAdams, W.H. (1978). *Transmisión de calor*, 3ª. Edición, Cap. 7, McGraw Hill.
2. Bohm, M. S. (1985). Experimental study of three dimensional natural convection at high Rayleigh number. *SERI Report*.
3. Burmeister. (1983). *Convective heat transfer*. J. Wiley & Sons. Kansas. EE. UU.
4. Cordier, A., Durou, C., Fonquernie, M., Lafon, T., Breton, J. L. (1985). Natural convection in a test cell – The use of a reduced scale model. *Actas INTERSOL '85*, 282.
5. De Paul, I., Javi, V., Lesino, G. (1992). "The use of water models in the determination of convective heat transfer coefficients". *Workshop on Material Science and Physics of Non Conventional Energy Sources*. pp: 445-451. Buenos Aires.
6. De Paul, I., Vilte, M., Lesino, M. (1993). "Modelos de circulación de aire en locales cerrados". *Actas 16ª. Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Ambiente. Tomo I* pp: 209-218. (ASADES). La Plata.
7. Elder, J. W. (1965). Laminar free convection in a vertical slot. *Journal of Fluid Mechanics*, Vol. 23, 77.
8. Ostrach, S. (1972). Natural convection in enclosures. *Advances in heat transfer* Vol 8, 161.
9. M. Vilte, I. De Paul, F. J. Fernández Mesa. (1998). "Transferencia térmica en un recinto cerrado producida por convección natural". *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 2, N°1, pp :02-49.
10. M. Vilte, I. De Paul. (1997). "Análisis de la interacción térmica e hidrodinámica en un recinto cerrado producida por convección natural". *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 1, N°2, pp : 69-72.
- 11.