

CONVECCIÓN NATURAL EN UNA CAVIDAD LLENA DE AIRE: COMPARACIÓN ENTRE DOS ESCALAS DIFERENTES

María Vilte, Irene De Paul
Facultad de Ciencias Exactas. Universidad Nacional de Salta. Av. Bolivia 5150 - 4400 Salta
Tel. 0387 – 4255424, e-mail: viltem@unsa.edu.ar

RESUMEN. En el presente trabajo se analiza la influencia del factor de escala geométrico en la transferencia térmica por convección natural en dos recintos cúbicos de distinto tamaño que emplean aire como fluido convectivo. Se fijaron condiciones de calentamiento similares desde una pared mientras las restantes se mantienen en contacto con el ambiente. La visualización de flujos permitió observar que a mayor escala la circulación es muy turbulenta y diferente a la que se observa a pequeña escala lo que modifica fundamentalmente la transferencia térmica. Los coeficientes h medidos son del mismo orden, pero mayores en el modelo grande, salvo sobre la superficie caliente.

Palabras claves: visualización del flujo, estado estacionario, convección natural, temperatura, coeficientes convectivos.

INTRODUCCIÓN

El conocimiento de los coeficientes de transferencia térmicos producidos por convección natural en recintos cerrados es de fundamental importancia si se pretende hacer una simulación numérica confiable que sirva de herramienta predictiva de sistemas solares. Dado que dichos coeficientes dependen fuertemente de la geometría del sistema bajo estudio no existen relaciones universales de aplicación general y es necesario analizar casos particulares (De Paul 2000). Este problema concitó la atención de los científicos desde hace muchos años tanto desde el punto de vista experimental como numérico, siendo la configuración más estudiada la correspondiente a una cavidad con temperaturas constantes en paredes opuestas permaneciendo la restantes aisladas (Ostrach y Maslen, 1961; Hellums y Churchill, 1962; Elder, 1965; Gill, 1966; Ostrach, 1972; Ede, 1976; Raithby y otros, 1977; Strada y Heinrich, 1982; De Vahl Davies, 1983; Bohm, 1985; Catton, 1987; HaDjisophocleous y otros, 1987; Henkes y otros, 1988; Neymark y otros, 1988; Clausing y otros, 1989; El Gouti, 1992; Hiller y otros, 1989a, 1993b; Le Peutrec y Lauriat, 1990; Kotake e Hijikata, 1993; McDonough, y Faghri, 1994; Tric y otros, 2000).

La visualización del flujo en el interior del recinto brinda información cualitativa y cuantitativa acerca de cuáles son las superficies térmicamente más activas y entre qué superficies es más importante la transferencia térmica (Merzkirch, 1974; Kalighi y otros, 1989; De Paul, 2000). Experiencias en este sentido se presentaron en trabajos previos (Vilte y De Paul, 1997; De Paul y viste, 1999; De Paul 2000) en las que se ensayaron modelos a pequeña escala empleando agua como fluido convectivo. Si bien la transferencia térmica es poco sensible a la viscosidad del fluido (Burmeister, 1983), la circulación sí lo es y esto condujo a reproducir los ensayos empleando aire como fluido convectivo (Vilte y De Paul, 2004).

Otro aspecto a analizar era la influencia del factor de escala geométrico, es decir, en qué medida los resultados obtenidos en modelos pequeños eran extrapolables a una escala mayor y eventualmente proponer factores de corrección a los resultados obtenidos a pequeña escala para su utilización. En este sentido se realizaron experiencias empleando dos modelos cúbicos, uno de 0,40m y otro de 0,1m de lado, Modelo 1 y Modelo 2 respectivamente, empleando aire como fluido convectivo y bajo condiciones de calentamiento similares, cuyos resultados se presentan a continuación.

DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

La cavidad ensayada en el modelo 1 es un cubo de $0,4 \times 0,4 \times 0,40 \text{ m}^3$ cuyas paredes laterales y piso son de vidrio flotado de $3 \times 10^{-3} \text{ m}$ de espesor. El techo es de acrílico del mismo espesor. La cavidad tiene una base de poliestireno expandido de $5 \times 10^{-2} \text{ m}$ de espesor, por lo que se puede considerar que el piso está aislado. Una de las paredes tiene anexo un calefactor; las demás paredes laterales y el techo están en contacto con el ambiente. Para dar rigidez al dispositivo cuando se realicen ensayos en agua, una estructura de madera soporta la cavidad (Figura 1). El modelo 2 es una cavidad cúbica de $0,10 \times 0,10 \times 0,10 \text{ m}^3$ con paredes de vidrio flotado de $3 \times 10^{-3} \text{ m}$ de espesor, techo y piso de acrílico de 3×10^{-3} y $8 \times 10^{-3} \text{ m}$ de espesor respectivamente. Un calefactor que consiste en un devanado de constantán aislado convenientemente se fija a una pared lateral de la cavidad y se conecta a una fuente de tensión constante que suministra la potencia de calentamiento al sistema (Figura 2).

Para las medidas térmicas se emplearon termocuplas de cobre-constantán recubiertas con teflón, que se conectan a un sistema de adquisición de datos Omega, que registra las temperaturas cada 15 minutos en el caso del modelo 1, mientras que para el modelo 2 las temperaturas se registran cada 1 minuto debido a la diferencia de tiempo que requiere para alcanzar el estado estacionario. Las termocuplas se ubican en el centro de las superficies internas y externas de las paredes y en el centro de la cavidad para medir la temperatura alcanzada por el aire, y en el caso del modelo 2 se dispusieron además termocuplas para medir la temperatura del aire próxima a las paredes. Por otro lado se siguió también la variación de la temperatura ambiente. Esto se indica en la Figura 3.

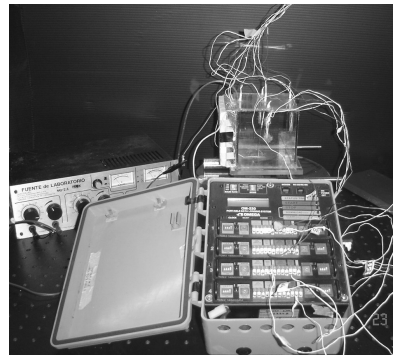
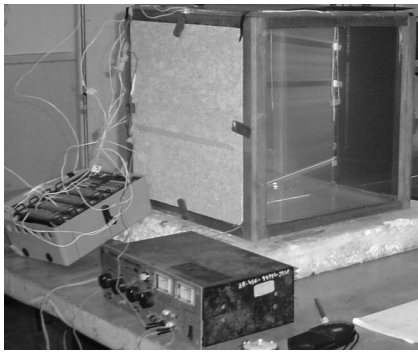


Figura 1. Dispositivo experimental para el Modelo 1 Figura 2. Dispositivo experimental para el Modelo 2.

Para la visualización del flujo se usó el humo de una vela de incienso que se introdujo en la cavidad mediante una perforación practicada en el techo, una vez alcanzado el estado estacionario. En el caso del modelo 1 se usó un láser de Argón de 3W de potencia y en el caso del modelo 2 un láser de Helio Neón de 10mW de potencia. En ambos casos con una lente cilíndrica colocada en el camino del haz del láser se genera un plano de iluminación en la cavidad que permite visualizar el movimiento del aire. Se realizaron registros fotográficos con una cámara digital y se filmó la evolución del flujo en uno y otro modelo.

Nomenclatura y ubicación de los sensores de temperatura:

- T_{calin} : interior de la pared caliente
- T_{calex} : exterior de la pared caliente
- T_{friain} : interior de la pared fría
- T_{friaex} : exterior de la pared fría
- T_{techin} : interior de la pared del techo
- T_{techex} : exterior de la pared del techo
- T_{pisin} : interior de la pared del piso
- T_{pisex} : exterior de la pared del piso
- T_{frenex} : exterior de la pared del frente
- T_{frenin} : interior de la pared del frente
- T_{fonin} : interior de la pared del fondo
- T_{fonex} : exterior de la pared del fondo
- T_{afon} : en el aire cerca de la pared del fondo ($x=L/2, y=9.5 \text{ cm}, z=L/2$)
- T_{afren} : en el aire cerca de la pared del frente ($x=L/2, y=0.5 \text{ cm}, z=L/2$)
- T_{acal} : en el aire cerca de la pared caliente ($x=0.5 \text{ cm}, y=L/2, z=L/2$)
- T_{afria} : en el aire cerca de la pared fría ($x=9.5 \text{ cm}, y=L/2, z=L/2$)
- T_{atech} : en el aire cerca de la pared del techo ($x=L/2, y=L/2, z=9.9 \text{ cm}$)
- T_{apis} : en el aire cerca de la pared del piso ($x=L/2, y=L/2, z=0.1 \text{ cm}$)
- T_{amb} : en el aire en el centro de la cavidad ($x=y=z=5 \text{ cm}$)

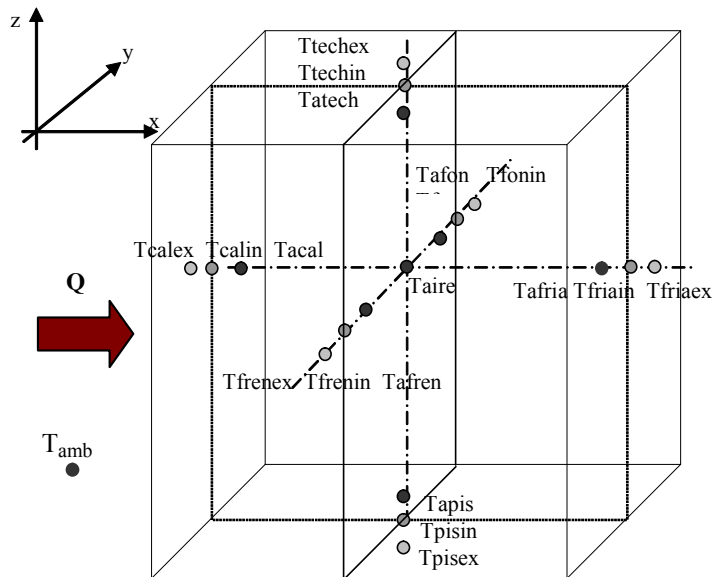


Figura 3. Esquema de los sensores de temperaturas en la cavidad.

VISUALIZACIÓN DEL FLUJO

Modelo 1

En este caso el humo que entra por el extremo izquierdo del techo, es arrastrado suavemente a lo largo del mismo hacia a la pared fría. Al llegar el humo a esta pared se produce un rebote que genera en parte una recirculación hacia la pared caliente; y en parte descendiendo sobre la pared fría formando de remolino, de modo que se forman y disipan continuamente vórtices. Esta zona de recirculación provoca que el humo en su descenso por la pared fría sea continuamente arrastrado hacia arriba moviéndose hacia el centro de la cavidad y dirigiéndose hacia la pared caliente. Este arrastre hacia la pared caliente forma una celda asimétrica que crece a medida que el tiempo transcurre. El humo que descende sobre la pared fría también rebota al alcanzar el piso, en parte se eleva y en parte es arrastrado a lo largo del piso, desplazándose en general hacia la pared caliente. Se observa cómo el humo se desprende permanentemente desde el piso hasta la mitad de la cavidad formando vórtices que luego son arrastrados más suavemente hacia la pared caliente. Sobre esta superficie el flujo es elevado en forma casi laminar muy velozmente; en el extremo superior caliente el flujo cambia de dirección y se desplaza por el techo más lentamente. En principio el centro de la cavidad permanece inmóvil; luego se observa que sobre la pared caliente, a cierta altura, alrededor de $1/4 L$ desde el piso, comienza a formarse una celda de flujo que circula en el sentido de las agujas del reloj y a medida que pasa el tiempo crece empujando el aire hacia el centro de la cavidad, tendiendo a encontrarse con la otra celda de mayor tamaño. Esta celda se origina en el rebote del flujo contra la pared caliente, efecto que es dominado por el fuerte arrastre convectivo hacia arriba. A medida que esto ocurre se uniformiza el flujo y se pierde contraste debido a los procesos

de mezcla y difusión, lo que hace más difícil visualizar el movimiento del fluido; esto es muy rápido, se produce en aproximadamente 6 minutos. A lo largo de la pared fría, la actividad es continua e intensa, con la formación de vórtices y remolinos. Sobre todas las superficies y en particular bajo el techo se observa con mayor o menor nitidez un flujo oscilante, que puede dar origen a oscilaciones en la temperatura del aire. Figuras 4 a), b), c) y d).

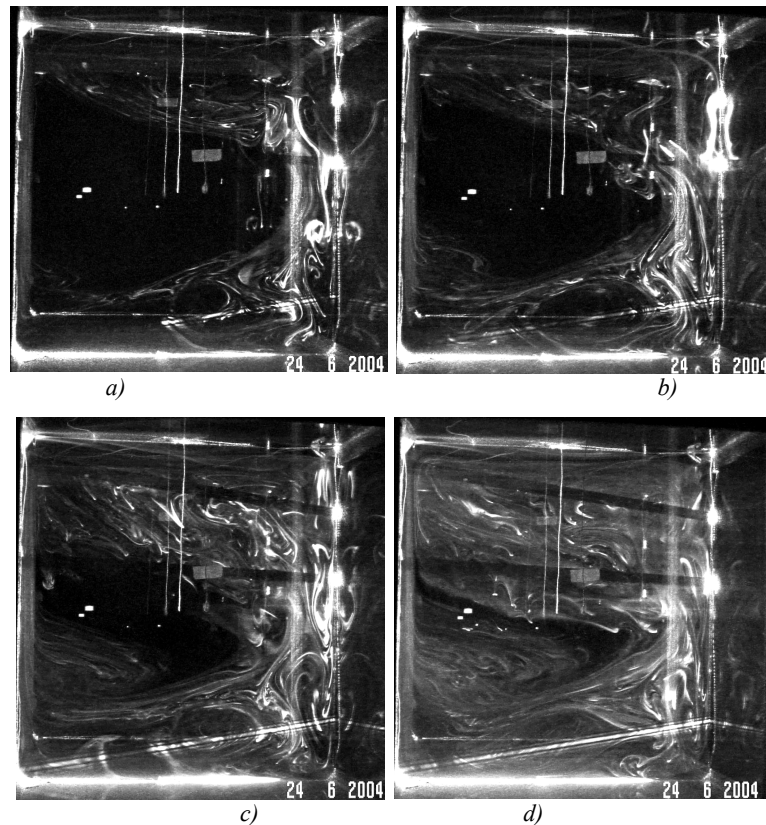
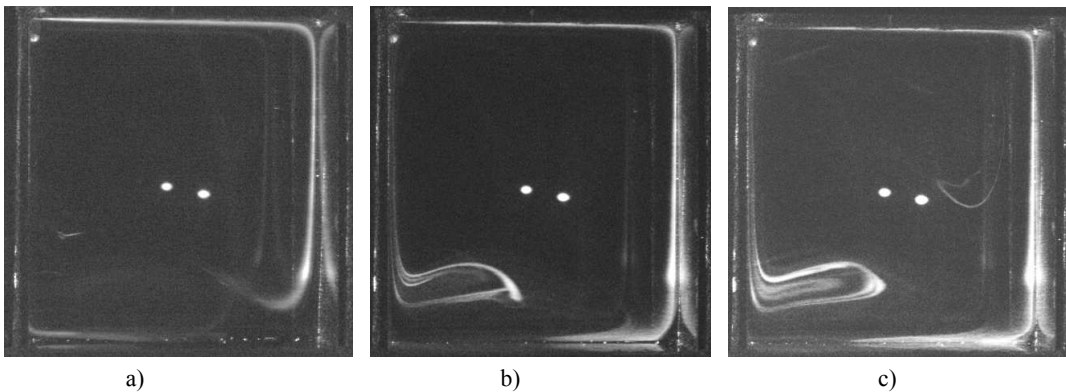


Figura 4. Registros fotográficos del Modelo 1: a) $t= 21 \text{ hs } 15\text{min } 5 \text{ seg}$ b), $t= 21 \text{ hs } 15\text{min } 50 \text{ seg}$. c) $t= 21 \text{ hs } 16\text{min } 35 \text{ seg}$. y d) $t=21 \text{ hs } 17\text{min } 20 \text{ seg}$. (los tiempos son calculados a partir de que se inicia el calentamiento)

Modelo 2

Los resultados de la visualización realizados con el modelo 2 se muestran en las figuras 5 a, b, c, d, e y f. Se observa al principio que el humo se desplaza con movimiento laminar en la zona adyacente al techo y a la pared fría, al final de esta última se observa que el rebote en el piso impulsa una parte del flujo hacia el centro del recinto mientras otra parte se desplaza a lo largo del mismo con flujo laminar. El rebote sobre la pared caliente da lugar a una celda de recirculación horaria similar a la observada en el modelo 1 pero mucho más marcada (fotos 5 a, b y c). En la figura 5c se comienza a visualizar a media altura sobre la pared fría la recirculación por rebote, que dará origen posteriormente a una gran celda convectiva dominante en la zona superior y media del recinto. El humo que llega a la pared caliente es arrastrado rápidamente hacia arriba y cierra el circuito sobre la celda superior (5 d, e y f). La celda de recirculación horaria en el extremo inferior izquierdo es comprimida hacia el piso por efecto del flujo dominante en la zona media del recinto (5 f). En las líneas de humo de alta densidad y buen contraste se observan, en especial sobre la pared caliente, oscilaciones como las observadas en el caso anterior.



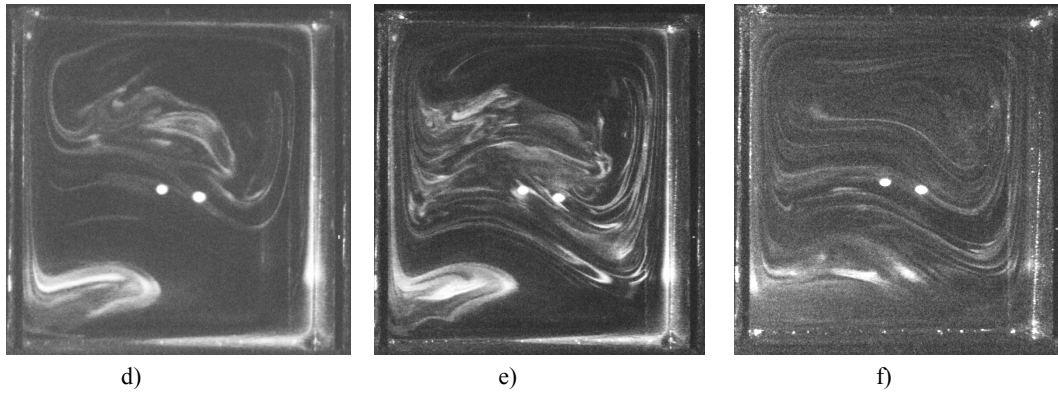


Figura 5. Registros fotográficos del Modelo 2: a) $t= 2 \text{ hs } 1\text{min}$, b) $t= 2 \text{ hs } 1\text{min } 20 \text{ seg}$, c) $t= 2 \text{ hs } 1\text{min } 40 \text{ seg.}$, d) $t=2 \text{ hs } 2\text{min}$, e) $t=2 \text{ hs } 2 \text{ min } 20 \text{ seg}$ y f) $t= 2\text{hs } 4 \text{ min}$ (los tiempos son calculados a partir de que se inicia el calentamiento).

La visualización se llevó a cabo en ambos modelos, tomando como parámetro la temperatura en el punto medio de la pared caliente, en ambos casos, $T_{\text{calin}}=29 \text{ }^\circ\text{C}$. En el modelo 2 el flujo convectivo es más ordenado y uniforme, en las paredes es prácticamente laminar. La Figura 5 f muestra una circulación parecida a la clásica que figura en la bibliografía para condiciones de paredes isotermas (De Vahl Davies, 1983; Bohm, 1985; Kalighi y otros, 1989), pero asimétrica debido a la presencia de la celda de circulación horaria que se establece abajo sobre la pared caliente, celda que no se observa en el caso isotermo. En el centro de la cavidad se observa al principio cierta turbulencia hasta que se establece la celda convectiva (Figura 5f)). De la filmación del desarrollo del flujo se observa en el centro de la cavidad zonas oscuras, donde no hay mezcla de flujo, zonas de quietud, que aparecen y desaparecen, lo que sugiere la presencia de efectos tridimensionales y al cabo de unos 15 minutos los procesos de difusión provocan una disminución del contraste.

En ambos casos el desarrollo del flujo dentro del recinto es relativamente rápido y complejo. En el modelo 1 la turbulencia es marcada, sobre todo en la pared fría. La celda mayor que se establece es marcadamente asimétrica mientras que en el modelo 2 abarca casi toda la cavidad y es casi simétrica respecto a las paredes caliente y fría.

PERFIL TÉRMICO

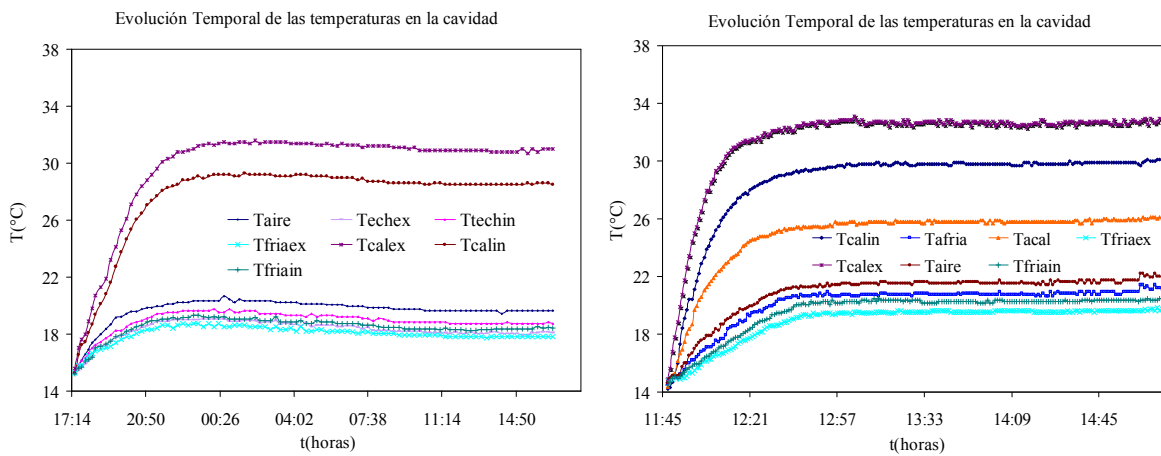


Figura 6 y 7. Evolución temporal del perfil de temperaturas en la cavidad correspondiente al modelo 1 y al modelo 2 respectivamente.

En las experiencias se ensayaron primeramente diferentes valores de potencia de calentamiento de modo de alcanzar valores de temperatura en el centro de la pared caliente similares en los dos modelos: $29 \leq T_{\text{calin}} \leq 35$, si bien este rango en principio es amplio, luego se explicará la razón de dicha amplitud. Así la potencia aplicada en el caso del modelo 2 cuando en el estado estacionario $T_{\text{calin}}=29,5 \pm 0,5$ es de alrededor de 4 W y en el modelo 1 es de aproximadamente 17.5 W.

En las Figuras 6 y 7 puede visualizarse la evolución temporal de las temperaturas en la cavidad para ambos modelos. Se observa que en el modelo 2 el sistema requiere un tiempo de aproximadamente de 1 a 1,5 horas luego de iniciado el calentamiento para alcanzar el estado estacionario mientras que el modelo 1 requiere de 4 a 6 horas.

Los valores empleados en el cálculo de los coeficientes de la transferencia convectiva h se muestran en la Tabla 1 que presenta los valores promedios de temperaturas registrados en el aire en el centro de la cavidad, en las superficies internas y externas de las paredes de la cavidad y en el caso del modelo 2 se registraron además las temperaturas del aire cerca de las paredes ($a=0,1 \text{ cm} \leq d \leq 0,5 \text{ cm}$) para las potencias de calentamiento indicadas en el párrafo anterior.

T(°C)	Modelo 1	Modelo 2	T(°C)	Modelo 1	Modelo 2	T(°C)	Modelo 2
Tcalin	29.5 ± 0.2	29.3 ± 0.2	Tcalex	32.2 ± 0.2	32.4 ± 0.2	Tacal	25.3 ± 0.2
Tfriain	18.1 ± 0.3	20.1 ± 0.3	Tfriaex	17.9 ± 0.4	19.9 ± 0.5	Tafria	20.7 ± 0.2
Ttechin	18.6 ± 0.3	20.3 ± 0.3	Ttechex	18.0 ± 0.2	18.9 ± 0.3	Tatech	20.6 ± 0.3
Tpisin	17.9 ± 0.3	20.2 ± 0.3	Tpisex	-----	19.8 ± 0.3	Tapis	20.3 ± 0.3
Tfrein	17.6 ± 0.3	19.9 ± 0.2	Tfrenex	17.4 ± 0.3	18.6 ± 0.2	Tafren	21.1 ± 0.2
Tfonin	17.9 ± 0.2	20.2 ± 0.2	Tfonex	17.8 ± 0.3	20.0 ± 0.2	Tafon	21.4 ± 0.2
Taire	19.4 ± 0.4	21.5 ± 0.2	Tamb	15 ± 0.5	16.5 ± 0.5		

Tabla 1. Valores promedios de temperaturas registrados en los modelos 1 y 2 respectivamente.

Se observa que si bien las temperaturas en las superficies internas y externas de la pared caliente son próximas en los dos modelos, las demás temperaturas en el caso del modelo 2 son marcadamente superiores, del orden de 2 °C lo que se debe a la diferencia de escala de los modelos. En el caso del modelo 2 la masa de aire involucrada es 64 veces menor que la contenida en el modelo 1. En ambos casos la temperatura interna más alta después de la pared caliente es la del techo.

CALCULO DE LOS COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA CONVECTIVA

En estado estacionario el calor transferido por convección desde el interior del recinto pasa por conducción a través de la superficie de vidrio o acrílico que se trate (Burmeister, 1983; Mac Adams, 1978). Por lo tanto para el cálculo de los coeficientes de transferencia convectiva en cada una de las superficies que limitan el recinto, se empleó la siguiente expresión:

$$h = \frac{k}{e} A \frac{(T_{in} - T_{ex})}{(T_a - T_{in})} \quad (1)$$

k: conductividad del material de la pared de la cavidad, vidrio o acrílico

e: el espesor de la pared

A: la superficie transversal

T_{in}: la temperatura en la superficie interna de la pared de la cavidad

T_{ex}: la temperatura en la superficie exterior de la pared de la cavidad

T_a: la temperatura en el aire próxima a la superficie interna de la pared de la cavidad

	PARED CALIENTE	PARED FRIA	TECHO	PARED DEL FRENTE	PARED DEL FONDO
h(W/°Cm ²)	46	25	56	29	19
Δh(W/°Cm ²)	1	6	10	6	4

Tabla 2. Valores del coeficiente de transferencia convectiva h, calculados en las superficies internas de la cavidad de 0.064 m³ con aire.

En la Tabla 2 se presentan los valores promedios de los coeficientes de transferencia convectiva medidos en el modelo 1; en este caso se tomó T_a=T_{aire} que corresponde a la temperatura del aire registrada en el centro de la cavidad. Δh corresponde a la desviación standard del valor promedio de h tomado sobre todas las medidas realizadas en estado estacionario.

	Pared Caliente	Pared Fria	Techo	Piso	Pared del Frente	Pared del Fondo
h(W/°Cm ²)	70	15	44	17	10	17
Δh(W/°Cm ²)	2	5	4	2	3	8

Tabla 3. Valores del coeficiente de transferencia convectiva h, calculados en las superficies internas de la cavidad de 0.001 m³ con aire.

En la Tabla 3 se muestran los mismos valores correspondientes al modelo 2; en este caso también se tomó $T_a = T_{aire}$ que corresponde a la temperatura del aire registrada en el centro de la cavidad.

De las tablas 2 y 3 puede observarse que los valores de los coeficientes de transferencia convectiva en ambos modelos son del mismo orden. El valor de h es máximo en la pared caliente, luego le sigue el correspondiente al techo y el piso, finalmente los correspondientes a las paredes del fondo y del frente. En estas últimas paredes durante los ensayos en el estado estacionario las diferencias de temperatura ($\Delta T = T_{in} - T_{ex}$) registradas son muy pequeñas cuando $T_{calin} \cong 29^\circ C$. Esta situación se repite en los dos modelos, ya que si bien la diferencia de temperatura que se establece en la pared caliente es importante ($\Delta T \cong 3^\circ C$) y los valores de temperatura T_{calin} y T_{calex} son altos respecto del ambiente ($T_{amb} \cong 15^\circ C$), los valores de temperatura medidos en las demás paredes en particular la del frente, fondo e incluso la pared fría se elevan sólo 3 a $5^\circ C$ por encima del ambiente y las diferencias de temperaturas que se establecen en estas superficies son muy pequeñas: $\Delta T \sim 0.5$. Si bien estas diferencias son mensurables ya que el error de medida es menor, 0,2 a $0,3^\circ C$ introducen una indeterminación significativa en el valor de h (De Paul, 1999). A los efectos de tener valores de h más precisos se incrementó la potencia aplicada al modelo 2 de 4 W a 5.6 W; por lo que $T_{calin} \cong 34^\circ C$; en estas experiencias se obtuvieron valores de h del mismo orden y con la misma distribución espacial que los de las experiencias anteriores pero con un error menor y con diferencias de temperaturas en las paredes más significativas para ambos modelos.

Por último en la tabla 4 se muestran los valores promedios de los coeficientes de transferencia convectiva calculados en este caso tomando T_a como la temperatura del aire registrada en la zona cercana a la pared involucrada, a 0.5 cm en las paredes laterales y a 0.1 cm en el techo y el piso, todo esto por razones constructivas del modelo. Esto último se debe a que anteriores experiencias revelaron que el espesor de la capa límite donde se realiza la transferencia convectiva en esta zona es de unos pocos milímetros, por lo que la termocupla no debería superar esta distancia de la superficie (De Paul, 1999; Vilte y De Paul, 2005). Se puede observar que los valores de h son mayores a los calculados con la temperatura del aire en el centro de la cavidad. La repetición de las experiencias en las mismas condiciones permitió advertir que la temperatura del aire cerca de las paredes presenta algunas oscilaciones en particular en el techo y el piso lo que produce algunos valores oscilantes de h ; estas variaciones pueden estar asociadas a las oscilaciones del flujo observadas en zonas próximas a las superficies. En las paredes del frente y del fondo los valores son del mismo orden que los de la Tabla 3.

	Pared Caliente	Pared Fria	Techo	Piso	Pared del Frente	Pared del Fondo
$h(W/^\circ C m^2)$	127	34	610	148	14	19
$\Delta h(W/^\circ C m^2)$	5	13	187	51	4	9

Tabla 4. Valores del coeficiente de transferencia convectiva h , calculados en las superficies internas de la cavidad, modelo 2, temperaturas medidas cerca de las paredes.

CONCLUSIONES

De la comparación planteada se pueden establecer las siguientes conclusiones:

Las experiencias de visualización de flujos en ambos modelos permite afirmar que ante similares condiciones de calentamiento la estructura del flujo convectivo que se establece es diferente: en el modelo 1 el desarrollo del flujo está marcado por la turbulencia y una distribución de vórtices asimétrica, mientras que en el modelo 2 el flujo es casi laminar, más uniforme y presenta mayor simetría.

Los perfiles de temperatura en ambos modelos son bastante similares particularmente en la pared caliente, mientras que los valores de temperatura medidos en las demás superficies son algo mayores en el modelo 2.

Los coeficientes de transferencia convectiva h calculados con la temperatura del aire en el centro de la cavidad, si bien para los dos modelos son del mismo orden, los del modelo 2 excepto en la pared caliente son más pequeños que los correspondientes al modelo 1.

Para el modelo 2 los h determinados con la temperatura del aire cercana a las paredes son mayores a los calculados con la temperatura del aire en el centro de la cavidad y se observan oscilaciones en los valores de temperatura del aire cerca de las superficies que influyen en el cálculo de h .

Los valores variables de h en la última experiencia pueden asociarse a oscilaciones en el flujo que se establece sobre las superficies sólidas, que pudieron visualizarse en ambos modelos, siendo más significativos en el modelo 1.

En resumen, la transferencia térmica dentro de una cavidad cúbica, ante similares condiciones de calentamiento, es afectada seriamente por el factor de escala geométrico, tanto en las características de la circulación del fluido como en los valores de los coeficientes convectivos sobre las distintas superficies. Para poder proponer algún factor de corrección por escala se requiere la realización de muchas experiencias en las mismas condiciones a fin de obtener un resultado estadísticamente significativo.

REFERENCIAS Y BIBLIOGRAFÍA

- Bohm, M. S. (1985). Experimental study of three dimensional natural convection at high Rayleigh number. SERI Report.
- Burmeister, L. (1983). Convective heat transfer. J. Wiley & Sons. Kansas. EE. UU.
- Catton, J. (1987). Natural convection in enclosures.
- Clausing, A. M., Lister, L. D., Waldvogel, J. M. (1989). Combined convection from isothermal cubical cavities with a variety of side-facing apertures. *Journal of Heat and Mass Transfer*, **Vol.32**, 8, 1565,
- De Vahl Davies, G. (1983). Natural convection of air in a square cavity: a bench mark numerical solution. *Int. Journal for Numerical Methods in Fluids*, **Vol. 3**, 249,
- De Paul, M. Vilte. (1999). Distribución espacial de temperaturas del agua que convecta en una cavidad cúbica. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. **Vol. 3**, Tomo 1, pp.08.65-08.68. ISSN. 0329-5184.
- De Paul, I. (1999). Algunas dificultades en el cálculo de coeficientes de transferencia térmica en el interior de una cavidad cerrada. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. **Vol. 3**, Tomo 1, pp.08.1-08.4. ISSN. 0329-5184.
- De Paul, I. (2000). Transferencia de energía por convección natural en recintos cerrados empleando modelos a varias escalas. Tesis doctoral. Facultad de Ciencias Exactas, Universidad Nacional de Salta.
- Ede, A. J. (1976). Advances in free convection. *Advances in Heat Transfer*, **Vol. 4**, 1,
- El Gouti, Mir, A. (1992). Numerical calculation of two-dimensional forced, mixed and natural convection in a square open cavity. *Renewable energy. Technology and Environment, Proc. 2nd. World Renewable Energy Congress, Reading, U K.* **Vol. 4**, 2190,
- Elder, J. W. (1965). Laminar free convection in a vertical slot. *Journal of Fluid Mechanics*, **Vol. 23**, 77,
- Gill, A. E. (1966). The boundary layer regime for convection in a rectangular cavity. *Journal of Fluid Mechanics*, **Vol. 26**, 515,
- Henkes, R.A.W.M., Lankhost, A. M. y Hoogendoorn, C. J., (1988). Structure of laminar natural convection flow in a square cavity heated from the side for infinitely large Rayleigh number. *Natural Convection in Enclosures, ASME, HTD – Vol 99*, 9.
- HaDjisophocleous, G. V., Sousa, A. C. M. y Venart, J. E. S., (1987). Heat transfer in a rectangular enclosure cooled by natural convection. *Natural Circulation, ASME FED-Vol 61, HTD - Vol 92*, 341.
- Hellums, J. D., Churchill, S. W. (1962). Transient and steady state, free and natural convection, numerical solutions: Part I. The isothermal, vertical plate. Part II. The region inside a horizontal cylinder. *A.I.C.H.E. Journal*, 690,
- Hiller, W.J. Koch S.T., Kowalewski, T.A. (1989). Three-dimensional structures in laminar natural convection in a cube enclosure, *Exp. Therm. and Fluid Sci.*, **2**, pp.34-44
- Hiller, W. J., Koch, S. T., Kowalewski, T. A., Stella, F. (1993). Onset of natural convection in a cube. *Int. J. Of Heat and Mass Transfer*, **Vol. 36**, 13, pp: 3251-3263.
- Khalighi, B., Braun, M. J., Freitas, C. J. (Editores) (1989). Flow visualization – 1989. ASME Transactions.
- Kimura, I., Takamori, T., Ozawa, M., Takenaka, N., Manabe, Y. (1989). Quantitative thermal flow visualization using color image processing (Application to a natural convection visualized by liquid crystals). . *Flow visualisation. ASME FED-Vol 85*, 69.
- Kotake, S., Hijikata, K. (1993). Numerical simulations of heat transfer and fluid flow on a personal computer, Elsevier Science Publishers B. V., Netherland.
- Le Peutrec, Y., Lauriat, G. (1990). Effect of the heat transfer at the side walls on natural convection in cavities. *Journal of Heat Transfer*, vol. 112, pp. 370-378.
- Mac Adams, W. H. (1978). Transmisión de calor 3ª. Edición. Mc Graw Hill. México.
- McDonough, M. W., Faghri, A. (1994). Experimental and numerical analyses of the natural convection of water through its density maximum in a rectangular enclosure. *Int. J. Of Heat and Mass Transfer*, **Vol. 37**, 5, pp: 783-801.
- Merzkirch, W. (1974). Flow visualization. Academic Press Inc.
- Neymark, J., Kirkpatrick, A. Boardman, C., Anderson, B. (1988). High Rayleigh number natural convection in partially divided air and water filled enclosures. *ASME Proceedings, HTD, Vol 96*, 383,
- Ostrach, S. (1972). Natural convection in enclosures. *Advances in heat transfer Vol 8* ,161.
- Ostrach, S., Maslen, S. H. (1961). Stability of laminar viscous flows with body force. *Int. Developements in Heat Transfer, Part. V*, pp: 1017 – 1023.
- Raithby, G. D., Hollands, K. G. T., Unny, T. E. (1977). Analysis of heat transfer by natural convection across vertical fluid layers. *Journal of Heat Transfer*, **Vol. 99**, 287,
- Strada, M, Heinrich, J. C. (1982). Heat transfer rates in natural convection at high Rayleigh numbers in rectangular enclosures: a numerical study. *Numerical Heat Transfer*, **Vol. 5**, 81.
- Tric E. et al. (2000) A First incursion into the 3D structure of natural convection of air in a differentially heated cubic cavity, from accurate numerical solutions. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 4043-4056.
- Vilte, M., De Paul, I. (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.
- Vilte M., De Paul I. (2003). Cálculo de los coeficientes convectivos y balance termico en el interior de una cavidad cúbica. *Avances de Energías Renovables y Medio Ambiente, revista de la Asociación Argentina de Energía Solar, Volumen 7, N° 2, Sección 8, Pag. 19-23 . ISSN 0329-5184.*
- Vilte M., De Paul I. (2004). Convección natural en aire, medidas de temperatura y visualización del flujo. *Avances de Energías Renovables y Medio Ambiente, revista de la Asociación Argentina de Energía Solar. ISSN 0329-5184. Volumen 8, N° 2, Pag. 25-30.*
- Vilte, M., De Paul, I. (2005). Medidas del espesor de capa límite en recintos cerrados empleando métodos ópticos. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. **Vol. 9**, versión CD, pp.08.121-08.126. ISSN. 0329-5184.

Wong. H. W. (1981). Manual de formulas y Datos esenciales de Transferencia De Calor Para Ingenieros. Geminis S.R. L. Buenos Aires.

ABSTRACT. The influence of the geometric scale factor on the thermal transference by natural convection inside two cubic cavities of different size employing air as convective fluid is analyzed. Similar conditions of heating from a lateral wall are established while the other surfaces are kept in contact with the ambient. Flow visualization showed that at higher scale the circulation is turbulent and different from that observed at a small scale introducing strong modifications to the thermal transference. The measured convective heat transfer coefficients h are of the same order of magnitude, but higher in the big model, except on the hot surface.