

EFFECTOS COMBINADOS DE RADIACION Y CONVECCION MIXTA EN EL ENFRIAMIENTO DE COMPONENTES ELECTRONICOS

*Alejo Sánchez A., Rafael Rosales e Iris Jiménez. de P.
Universidad de los Andes
Escuela de Ingeniería Mecánica
Mérida, Edo. Mérida 5101
VENEZUELA

Antonio Campo
College of Engineering
Idaho State University
Pocatello, Idaho, U.S.A

RESUMEN

En el presente trabajo se describe un modelo numérico que permite simular los efectos combinados de radiación, conducción y convección que tienen lugar durante el enfriamiento de componentes y/o equipos electrónicos. El modelo es general y permite realizar análisis en 2 o 3-D, con medio participante o no, y con tantos elementos generadores – de dimensiones variadas – como se deseen. El modelo es aplicado a varias configuraciones específicas.

Los resultados obtenidos son presentados en la forma de líneas de flujo, isoterms, temperaturas máximas y números de Nusselt debidos a radiación y convección.

Se concluye que el modelo numérico produce resultados plausibles, y que el fenómeno de intercambio radiante debe ser incluido en este tipo de simulaciones.

INTRODUCCION

La tendencia actual en el área de la electrónica se centra en el desarrollo continuo de nuevos componentes y equipos electrónicos cada vez más potentes y compactos. A fin de mantener estos componentes y equipos en rangos de temperaturas de funcionamiento aceptables se hace necesario desarrollar, simultáneamente, nuevas técnicas de enfriamiento que permitan disipar cantidades de calor cada vez mayores en espacios cada vez más reducidos. Tanto por razones económicas como de tiempo, la experimentación e implementación de estas técnicas de enfriamiento están precedidas por una etapa de predicción basada en simulaciones numéricas de los diferentes mecanismos de transferencia de calor asociados con el enfriamiento de los componentes y/o equipos en sí.

Una revisión de la literatura pertinente permite observar que el mecanismo de enfriamiento por convección ha recibido, hasta el momento, mucha más atención que cualquier otro mecanismo asociado con el problema de "empaquetamiento electrónico" (Sparrow, et. al., 1982; Braaten y Patankar, 1985; Jaluria, 1985; Asako y Faghri, 1988; Afrid y Zebib, 1989; Shaw, et. al., 1991; Papanicolaou y Jaluria, 1990 y 1991). Esto es particularmente interesante si se toma en cuenta que las pocas publicaciones en donde radiación ha sido considerada demuestran, consistentemente, que la disipación de calor por radiación contribuye tanto o más que la convección al enfriamiento de los componentes (Lee y Yovanovich, 1989; Smith, et al., 1991; Bravo, et al., 1992; Sánchez, et al., 1993). Igualmente interesante resulta el hecho de que (hasta donde llega nuestro conocimiento) en las simulaciones discutidas en la literatura en las cuales el intercambio radiante es evaluado, los componentes electrónicos son considerados elementos isotérmicos y no generadores de calor, lo cual parecería más apropiado.

En el presente trabajo se describe un modelo numérico (Sánchez, et al., 1992) que permite simular los efectos combinados de radiación, conducción y convección que tienen lugar durante el enfriamiento de componentes y/o equipos electrónicos. El modelo es general y permite, entre otras cosas, realizar análisis en 2 o 3-D, con medio participante o no, y con tantos componentes electrónicos – de dimensiones variadas – como se deseen.

* A quien toda la correspondencia debe ser dirigida:

Teléfono: 58-74-402923; Fax: 58-74-402806; E-mail: asanchez@ing.ula.ve

El modelo ya ha sido probado y utilizado con anterioridad en la solución de problemas de enfriamiento electrónico en configuraciones de 2- y 3-dimensiones (Sánchez, et al., 1993) en los cuales los componentes se consideraban isotérmicos. En este trabajo se extiende el modelo a fin de incluir elementos generadores de calor.

Tras discutir la formulación de las diferentes condiciones de frontera, la solución del problema conjugado se obtiene mediante el acoplamiento de un modelo de transporte, basado en el método de los volúmenes de control (Patankar, 1980), con un algoritmo basado en el método de las ordenadas discretas (Sánchez, et al., 1992) que permite resolver la ecuación de transporte radiante.

Los resultados obtenidos son presentados en la forma de líneas de flujo, isotermas y números de Nusselt debidos a radiación, convección y totales.

DESCRIPCION DEL PROBLEMA

Generalidades

La Figura 1 muestra dos disposición comunes de componentes electrónicos y tarjetas de montaje. En la configuración mostrada en la Figura 1a, los elementos disipadores de calor se encuentran montados sobre una tarjeta y separados del resto del equipo por una placa superior que crea un pasaje por el cual circula el fluido de enfriamiento. En el segundo caso (Figura 1b), las tarjetas de montaje, con todos sus elementos generadores de calor instalados en ellas, se encuentran colocadas en una cavidad caracterizada por tener una superficie superior móvil que es utilizada para representar al fluido de enfriamiento.



Figura 1.- Esquema de la Geometría General.

En estos dispositivos, la transferencia de calor tiene lugar por convección al fluido de enfriamiento, por conducción a través de la tarjeta o chip, y por radiación entre todas las superficies.

Planteamiento Matemático

Para cumplir con los objetivos de este trabajo (incluir elementos generadores de calor y demostrar la importancia del enfriamiento radiante respecto al convectivo), resulta suficientemente ilustrativo el obtener la solución de problemas bidimensionales (2-D), lo cual no debe entenderse como una limitación del modelo que se presenta más adelante ya que el mismo ha sido utilizado, con anterioridad, en la solución de problemas tridimensionales como el mostrado en la Figura 1a (Sánchez, et al., 1993). En virtud de esto, centraremos nuestra atención en las ecuaciones y condiciones de frontera que rigen este tipo de problemas bidimensionales, las cuales pueden ser fácilmente extendidas a 3-D.

Ecuaciones de Transporte

Las ecuaciones de transporte en dos dimensiones (2-D) para fluido simple pueden escribirse de la manera siguiente (Sánchez, et al., 1992).

Continuidad:

$$\frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{-}{u} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{-}{v} \right) = 0 \quad (1)$$

Momento en x:

$$\frac{\partial}{\partial \xi} (\bar{u} \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial \eta} (\bar{u} \bar{v}) = \text{Pr} \left[\frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial \eta} \right) \right] - \frac{\partial \bar{P}}{\partial \xi} \quad (2)$$

Momento en y:

$$\frac{\partial}{\partial \xi} (\bar{v} \bar{u}) + \frac{\partial}{\partial \eta} (\bar{v} \bar{v}) = \text{Pr} \left[\frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial \eta} \right) \right] - \frac{\partial \bar{P}}{\partial \eta} + \text{Ra Pr } \theta \quad (3)$$

Energía:

$$\frac{\partial}{\partial \xi} (\bar{u} \theta) + \frac{\partial}{\partial \eta} (\bar{v} \theta) = \frac{\partial}{\partial \xi} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \xi} \right) + \frac{\partial}{\partial \eta} \left(\frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right) + \bar{Q} - \nabla \bar{q}_r \quad (4)$$

donde las propiedades del fluido se designan como ρ para la densidad, α la difusividad térmica y k_f la conductividad térmica del fluido. ξ y η son distancias adimensionales en las direcciones x e y respectivamente; las velocidades se normalizan con α/H y la presión es normalizada con $\rho \alpha^2/H^2$; θ está dada por $(T - T_0)/(T_w - T_0)$ donde T_0 es una temperatura de referencia, T_w es la temperatura de las paredes ($T_{wu} = T_{wl}$), y T es la temperatura del fluido; Pr y Ra son los números de Prandtl y de Rayleigh respectivamente. Finalmente, los términos \bar{Q} y $\nabla \bar{q}_r$ representan la generación interna de calor y la divergencia del vector de calor radiante, adimensionalizados por $q H^2/k_f(T_w - T_0)$ y $\nabla \bar{q}_r H^2/k_f(T_w - T_0)$ respectivamente y en donde q es conocido en el componente electrónico e igual a cero en el resto del dominio numérico y $\nabla \bar{q}_r$ es calculado en la forma descrita más adelante. Re es el número de Reynolds definido por $\text{Re} = UH/\nu$ siendo ν la viscosidad cinemática del medio y U representa la velocidad de referencia.

Debe notarse que cuando el medio es no participante, la divergencia del vector flujo de calor radiante no aparece en la ecuación de energía y como resultado de esto, las ecuaciones de Navier-Stokes y de energía están explícitamente desacopladas.

Intercambio Radiante

El algoritmo utilizado en este estudio para el modelaje del intercambio radiante está basado en el método de las ordenadas discretas y contempla la posibilidad de resolver problemas en medios no homogéneos (Sánchez, et al., 1992). Los sistemas previamente descritos (aire-módulos) son tratados como sistemas no homogéneos con dos componentes: el aire y los sólidos. En un sistema multicomponente como éstos, la única diferencia entre un componente sólido (protuberancia) y uno gaseoso es la presencia, en el primero, de superficies o fronteras interiores cuyas transmitancias y emitancias deben ser especificadas.

La Ecuación de Transporte Radiante (ETR) describe la propagación de la intensidad de radiación (I) a lo largo de una dirección ζ y en la ausencia de dispersión puede escribirse como:

$$\frac{dI}{d\zeta} = -\beta I(\zeta) + a I_b \quad (5)$$

donde β es el coeficiente de extinción obtenido de sumar los coeficientes de absorción monocromática (a) y dispersión (s) si los hubiera.

La Ecuación 6 está sujeta a las siguientes condiciones de frontera:

$$I^+ = \epsilon I_b^+ + \frac{\rho_d}{\pi} f_d \int_0^{2\pi} (I^-(\omega_1) \eta d\omega) + \rho_d (1 - f_d) I_m^- \quad (6)$$

donde: los superíndices +, y - indican que la radiación va desde la frontera hacia el medio dentro del dominio y del medio hacia la frontera respectivamente; el subíndice i significa "incidente"; ω es el ángulo sólido alrededor de la dirección de propagación de I; η representa el coseno entre la dirección de propagación de I^- y la normal a la frontera sobre la que incide; la frontera tiene una emitancia ϵ y una intensidad de cuerpo negro (dependiente de la temperatura de la superficie y evaluada de acuerdo con la ley de Planck) I_b ; f_d es la fracción de la reflectancia que es difusa y I_m^- es la intensidad en la dirección reflejada (espejo) de I^+ .

Los tres términos de la derecha en la Ecuación 7 representan: emisión, reflexión difusa de la intensidad incidente desde el medio y reflexión especular de esta misma intensidad. Puede notarse que esta ecuación podría ser modificada fácilmente para tomar en cuenta la posibilidad de reflectancia bidireccional y funciones de distribución de transmitancia.

La divergencia del vector de flujo de calor radiante está dada por:

$$\nabla \cdot q_r = a \pi I_b - a \int_0^{4\pi} I(\vec{\omega}) d\omega \quad (7)$$

y el flujo de calor neto incidente sobre una superficie dada es evaluado como

$$q_r = \int_{4\pi} I \eta d\zeta \quad (8)$$

Fronteras Internas (interfase componente-fluido)

El tratamiento dado a la interfase componente-fluido requiere particular atención. Esta interfase está esquematizada en la Figura 2 en la cual están representados dos volúmenes de control contiguos: uno en el fluido y otro en el sólido.

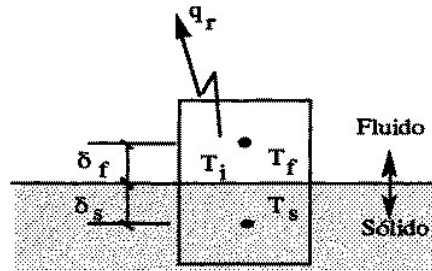


Figura 2.- Interfase Componente-Fluido

En la Figura 2, T_f y T_s son las temperaturas promedio de los volúmenes de control correspondientes al lado del fluido y al lado del sólido respectivamente; δ_f y δ_s son las distancias existentes entre el centro de cada volumen de control (fluido o sólido) y la interfase; y q_r es el flujo neto de calor radiante que sale del componente a través de la frontera en cuestión.

Un balance de energía en la frontera indica que la temperatura de la interfase (necesitada por el modelo radiante) puede expresarse como

$$T_i = \frac{\frac{k_s}{\delta_s} T_s + \frac{k_f}{\delta_f} T_f - q_r}{\frac{k_s}{\delta_s} + \frac{k_f}{\delta_f}} \quad (9)$$

donde k_s y k_f son las conductividades térmicas del lado sólido y fluido respectivamente.

De manera similar, un balance de energía efectuado en el volumen de control correspondiente al lado del componente indica que la Ecuación 4 debe ser modificada para estos volúmenes de control con frontera interna substituyendo \bar{Q} por

$$\bar{Q} - \bar{q}_r \tag{10}$$

donde

$$\bar{q}_r = \frac{q_r H}{k_f(T_w - T_0)} \tag{11}$$

Números de Nusselt y Balances de Energía

Los números de Nusselt debidos a convección sobre las placas superior (Nu_u) e inferior (Nu_l) son evaluados como (Sánchez, et al., 1992)

$$Nu_u \text{ ó } l = - \frac{q(u \text{ ó } l) H}{k_f(T_w - T_0)} = - \int_0^1 \left. \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right|_{\eta=0} d\xi \tag{12}$$

donde q_l y q_u representan el flujo de calor promedio, por unidad de área y debido a convección solamente, sobre las placas inferior y superior, respectivamente.

Similarmente, los números de Nusselt debidos a radiación pueden definirse como

$$Nu_{ru} \text{ ó } rl = - \frac{q_r(u \text{ ó } l) H}{k_f(T_w - T_0)} \tag{13}$$

En aquellos casos en los que no existe generación interna de calor, la suma de las Ecuaciones 12 y 13 debe dar cero. Sin embargo, cuando la generación interna de calor es considerada, el término de generación debe de ser tomado en cuenta en el balance de energía (E) como sigue

$$E = \sum Nu + \frac{\bar{Q} L_x L_y}{H^2} \tag{14}$$

O, de forma más estricta

$$E = \frac{|q_{net}|}{q_{in}} \tag{en \% de } q_{in} \tag{15}$$

donde

$$q_{net} = + q'_l + q'_u + q'_{rl} + q'_{ru} - q \quad L_x L_y \tag{en W/m} \tag{16}$$

y

$$q_{in} = \dot{q} L_x L_y + \sum (q_l)_{\text{solo positivo}} + \sum (q_u)_{\text{solo positivo}} \tag{17}$$

EXPERIMENTOS Y RESULTADOS

Generalidades sobre el Procedimiento Numérico

Con la finalidad de cumplir con los objetivos del trabajo, se describen tres experimentos realizados al efecto. La solución numérica de las ecuaciones de transporte fue realizada mediante el procedimiento de los volúmenes de control y el modelo SIMPLER (Patankar, 1980), en tanto que las ecuaciones de intercambio radiante fueron

resueltas utilizando el método de las ordenadas discretas y el modelo ANDISORD4© (Sánchez, et al., 1992; Sánchez, 1993).

Cuando el fluido de trabajo es un medio no participante, las ecuaciones de transporte y la ecuación de energía están explícitamente desacopladas. Su solución, sin embargo, es implícitamente interdependiente a través de las condiciones de frontera. Para estas condiciones de intercambio radiante en la presencia de medios no participantes, y siguiendo las recomendaciones contenidas en otros estudios relacionados con este tipo de problemas (Sánchez y Smith, 1992), el modelo de ordenadas discretas fue implementado con una cuadratura de iguales ángulos e iguales pesos y con un factor interpolante de 0.6.

Experimento 1: Canal Infinito

Un caso particular de la geometría general mostrada en la Figura 1a lo constituye el caso bidimensional presentado en la Figura 3.

En esta configuración, el fluido de trabajo (aire) que actúa como medio de enfriamiento, entra al canal formado por las dos placas paralelas con una velocidad media de masa U (a ser tomada como velocidad de referencia) y una temperatura uniforme T_0 (temperatura de referencia). El arreglo es infinito con periodicidad $3H$, por lo que el dominio numérico se reduce al indicado. Las placas superior e inferior son consideradas isotérmicas y con temperaturas T_{wU} y T_{wI} respectivamente, todas las superficies se toman como emisores difusos y negros, y las dimensiones del componente electrónico, que genera calor uniformemente y con una intensidad \bar{q} (w/m^3), son las indicadas en la Figura 2.

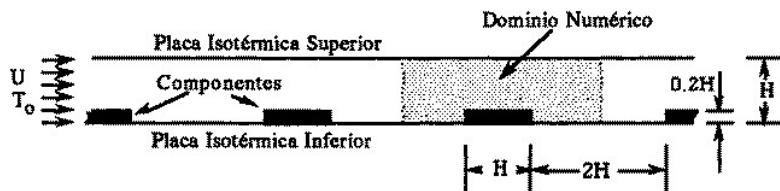


Figura 3.- Esquema de la Geometría Particular.

En este problema, y para el dominio numérico mostrado, las ecuaciones de transporte al igual que el campo radiante están sujetas a condiciones de frontera de periodicidad $3H$ en la dirección ξ . En la dirección η se aplican las condiciones de no-deslizamiento a la vez que se utilizó $T_{wU} = T_{wI}$.

Se utilizaron números de Reynolds de 10, 100 y 200 y valores adimensionales de generación de calor \bar{Q} de 500 y 1000. Además, todos los experimentos se realizaron para componentes de dimensiones $L_x = H$ y $L_y = 0.2H$ y con los siguientes parámetros fijos: $k_f = 0.03$, $k_g/k_f = 10$, $Pr = 1$, $Ra = 0.0$, $T_w = 200$ K, $T_0 = 0$ K, $L/H = 3$.

La Figura 4 muestra las líneas de flujo (a) y las isotermas (b) correspondientes al los experimentos realizados con $Re = 100$ y en ella puede apreciarse con facilidad la condición de periodicidad de las condiciones de frontera.



Figura 4.- (a) 20 Líneas de Corriente (+) Igualmente Espaciadas y una (-); (b) 20 Líneas Isotermas Igualmente Espaciadas. $\theta_{max} = 2.86$ en *; ($Re = 100$, $\bar{Q} = 1000$, sin radiación)

Las líneas de corriente y las distribuciones de temperaturas para los otros experimentos no se presentan porque éstas son muy similares, a simple vista, a la de la Figura 4. De mayor interés son los valores obtenidos

de números de Nusselt y temperaturas máximas presentadas en la Tabla 1. En esa tabla, Nu_l y Nu_u son los números de Nusselt por convección (Ecuación 12) en las placas inferior y superior respectivamente; Nu_{rl} y Nu_{ru} son los respectivos números de Nusselt correspondientes a radiación (Ecuación 13), $\%q_k$ representa el porcentaje del calor total perdido por el dominio numérico que es disipado a través de la base del componente como consecuencia del mecanismo de conducción de calor; y finalmente θ_{max} representa, como ya se mencionó, la temperatura máxima del componente.

Re	\bar{Q}	¿Con radiación?	Nu_l	Nu_u	Nu_{rl}	Nu_{ru}	$\%q_k$	θ_{max}
10	500	No	1.02	0.534	—	—	95.3	1.96
		Si	0.927	0.485	0.056	1.65	90.6	1.87
	1000	No	2.05	1.07	—	—	95.3	2.91
		Si	1.69	0.879	0.192	6.21	84.4	2.58
100	500	No	1.58	0.569	—	—	93.6	1.93
		Si	1.45	0.561	0.053	1.55	89.1	1.85
	1000	No	3.17	1.17	—	—	93.5	2.86
		Si	2.66	1.03	0.182	5.86	85.3	2.55
200	500	No	1.73	0.628	—	—	92.9	1.92
		Si	1.59	0.617	0.052	1.52	88.6	1.84
	1000	No	3.48	1.29	—	—	92.8	2.84
		Si	2.92	1.14	0.179	5.75	84.9	2.54

Tabla 1.- Resumen de Números de Nusselt, θ_{max} y $\%q_k$ para los varios Experimentos

Es fácil verificar (Tabla 1) que, como era de esperarse, la temperatura máxima alcanzada por los chips disminuye al aumentar el número de Reynolds y aumenta al incrementarse el calor generado. Además, es de destacar que en todos los experimentos realizados, el calor disipado por conducción a través de la base del componente representó más del 80% del enfriamiento total del sistema en tanto que los mecanismos combinados de convección y radiación fueron responsables por menos del 16% de este enfriamiento. Este resultado no es sorprendente dadas las condiciones del problema planteado en el cual, el chip tiene una conductividad térmica 10 veces mayor que el fluido y está montado directamente sobre la placa inferior –no aislada– que no ofrece ninguna resistencia a la transmisión de calor.

Una descripción más detallada de este experimento aparecerá en Sánchez, et al., 1994a.

Experimento 2: Cavidad con Tarjetas Verticales y Frontera Móvil

Un caso particular de la geometría general mostrada en la Figura 1b lo constituye el caso bidimensional presentado en la Figura 5a. En ella se muestra una tarjeta de dimensiones $0.095L \times 0.38L$ y con generación de calor $\bar{Q} = 1000$ colocada en una cavidad cuya frontera superior se mueve con una velocidad U (velocidad de referencia). Además, el problema se realiza con los siguientes parámetros fijos: $k_f = 0.03$, $k_s/k_f = 10$, $Pr = 1$, $Ra = 0.0$, $Re = 100$, $T_H = 300$ K, $T_u = 0.9T_H$ K (T_u es tomada como temperatura de referencia).

En las Figuras 5b, y 5c, se presentan las líneas de flujo (exponencialmente separadas) y las isoterms (igualmente espaciadas) para este problema.

En este experimento se obtuvieron los siguientes resultados: máxima función de corriente -0.0877589 (en el punto x en la Figura 5b); máxima temperatura de la tarjeta 1.0653594 (en el punto x en la Figura 5c); $Nu_u = -3.56$, $Nu_l = 1.31$, $Nu_{ru} = -114.8$, $Nu_{rl} = 77.65$; comparativamente la conducción aportaría un número equivalente al Nusselt de -1.28; y la energía se conservó en un 0.5% según la Ecuación 15.

Una descripción más detallada de este experimento aparecerá en Sánchez, et al., 1994b.

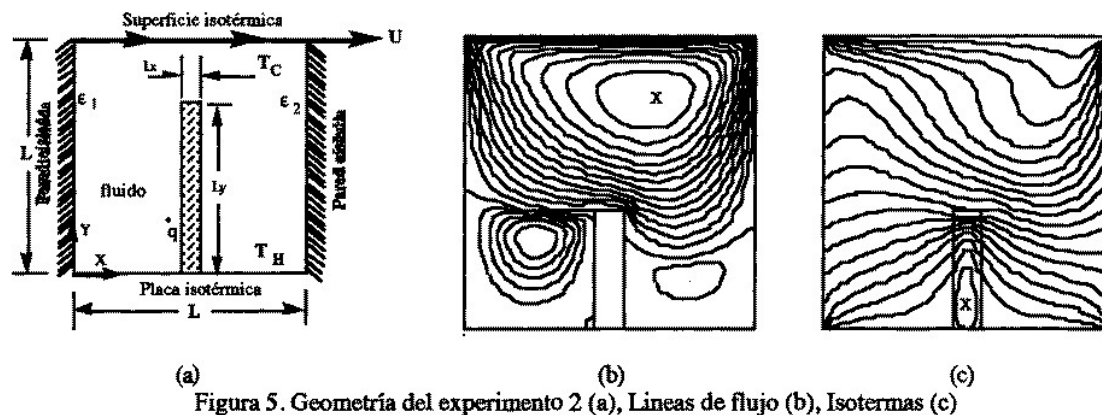


Figura 5. Geometría del experimento 2 (a), Líneas de flujo (b), Isotermas (c)

Experimento 3: Cavity with Horizontal Generators and Moving Boundary

Se realizaron una serie de experimentos con la misma geometría del caso anterior, pero con el elemento generador en posición horizontal, centrado y descansando sobre la placa inferior (0.38L x 0.095L) y con $T_H = 300\text{ K}$, $T_U = 200\text{ K}$ (T_U es tomada como temperatura de referencia). Todos los demás parámetros permanecieron igual a los del ejercicio anterior.

En la Tabla 2 se muestran los resultados obtenidos en los diferentes experimentos. Vale la pena destacar el hecho de que en estos experimentos el número de Richardson varió entre 0.0 y 10.0, con lo cual se incluyen los efectos de la convección natural.

Radiación ?	Gr/Re^2	\bar{Q}	Nu_l	Nu_u	Nu_{rl}	Nu_{ru}	Balace de energía; Ecuación (15)	θ_{max}
No	0.0	0.0	2.08	-2.02	-	-	2.89%	1.0
		200	-5.75	-2.13	-	-	1.43%	1.0709
Yes	0.0	0.0	18.63	-3.62	48.59	-64.64	1.55%	1.0
		200	13.44	-3.73	47.83	-66.63	1.576%	1.0
		500	5.77	-3.85	46.69	-69.67	1.46%	1.0
		1000	-6.83	-4.11	44.74	-74.95	1.33%	1.0399
Yes	0.1	1000	-6.83	-4.26	44.74	-74.95	1.51%	1.0399581
Yes	1.0	1000	-6.79	-4.43	44.75	-74.92	1.61%	1.0395
Yes	10.0	1000	-6.06	-5.48	44.97	-74.32	1.02%	1.0354

Tabla 2.- Resumen de Números de Nusselt, θ_{max} , \bar{Q} y números de Richardson de los diferentes Experimentos

CONCLUSIONES

En este trabajo se ha presentado la formulación de un modelo matemático que permite la solución de problemas conjugados de transferencia de calor comúnmente encontrados en el enfriamiento de componentes y/o equipos electrónicos. En particular, se ha extendido la formulación de un modelo preexistente a fin de incluir elementos generadores de calor y se ha aplicado, a modo de ejemplo, a tres problemas de enfriamiento de componentes electrónicos colocados en canales bidimensionales y en cavidades con frontera móvil.

De los resultados obtenidos en los diferentes experimentos numéricos realizados, de la interpretación cualitativa de estos resultados, de la formulación matemática y de la experiencia previa con el modelo se puede concluir que el mismo es, en efecto, aplicable a la solución de problemas conjugados de transferencia de calor –incluyendo radiación– en 2- y 3-D; con medio participante o no, con una gran variedad de condiciones de frontera y con tantos elementos disipadores de calor –de diferentes dimensiones– como la memoria de máquina permita.

En referencia específica a los problemas planteados y resueltos en este trabajo puede concluirse que el modelo proporciona resultados plausibles, preserva las condiciones de simetría tanto de velocidades como de temperaturas y en todos los casos satisfizo el balance de energía demostrando ser conservativo.

Como ya fue mencionado en la introducción, la mayoría de los trabajos en el área de la simulación del enfriamiento de componentes electrónicos se concentra en el modelaje del efecto convectivo y no toma en cuenta la radiación térmica presente, lo cual, en nuestra opinión, es un error que motivó, en parte, la realización de este estudio. Por lo tanto, el análisis de la importancia relativa de los mecanismos de convección y radiación resulta de particular interés en este trabajo.

En primer lugar debe destacarse el hecho de que la temperatura máxima de los componentes disminuye, en todos los casos, cuando la radiación es tomada en cuenta lo que pone de manifiesto el efecto "refrigerante" de este fenómeno. Además, puede apreciarse que el mecanismo de radiación es más efectivo a través de la placa superior, en tanto que el mecanismo de convección lo es a través de la placa inferior, lo que evidencia el poder de disipación a distancia del intercambio radiante.

Finalmente, se puede concluir que la contribución de la radiación al enfriamiento total oscila, para los casos estudiados, entre un 40 y un 94 % del efecto combinado radiación-convección por lo que queda clara la importancia relativa de este fenómeno en el proceso global de enfriamiento y evidencia, una vez más, que el modelaje numérico de este tipo de problemas debe incluir el mecanismo radiante con tanta o más razón que el mecanismo convectivo.

El primer experimento fue resuelto en una malla de 32×22 , en tanto que los otros dos requirieron mallas de 42×42 ; en los tres casos se utilizó malla uniforme. Un experimento numérico determinado se consideró convergido cuando ninguna de las variables modificó su valor en más de 1×10^{-4} entre iteraciones sucesivas y en todos los casos se verificó que los errores reportados en los balances de energía fuesen razonables. En general se requirió de un número aproximado de 600 iteraciones para aquellas simulaciones que no consideraban radiación o convección natural, y de 2000 para aquellas en las que el intercambio radiante y la convección natural eran tomados en cuenta. Dependiendo de la máquina utilizada, los tiempos reales requeridos variaron desde unos 20 s por iteración en una computadora personal hasta unos 4 s por iteración en una estación de trabajo con tiempo compartido.

Debe señalarse, finalmente, que los resultados de los tres experimentos presentados en este trabajo son resultados preliminares que se encuentran actualmente en proceso de revisión para su publicación definitiva.

REFERENCIAS

- Afrid, M., y Zebib, A., 1989, "Natural Convection Air Cooling of Heated Components Mounted on a Vertical Wall," *Numerical Heat Transfer, Part A*, Vol. 15, pp. 243-259.
- Asako, Y., y Faghri, M., 1988, "Three-Dimensional Heat Transfer in a Fluid Flow Analysis of Arrays of Square Blocks Encountered in Electronic Equipment," *Numerical Heat Transfer*, Vol. 13, pp. 481-498.
- Braaten, M. E., y Patankar, S. V., 1985, "Analysis of Laminar Mixed Convection in Shrouded Arrays of Heated Rectangular Blocks," *Int. J. Heat and Mass Transfer*, Vol. 28, No. 9, pp. 1699-1709.
- Bravo, R. H., Sánchez, A., Chen, C. J., y Smith, T. F., 1992, "Convection and Radiation Heat Transfer Analysis in Three-Dimensional Arrays of Electronic Chips," *Proc. of the 1992 InterSociety Conference on Thermal Phenomena in Electronic Systems*, Austin, pp. 149-154.
- Jaluria, Y., 1985, "Natural Convective Cooling of Electronic Equipment," in *Natural Convection Fundamentals and Applications*, ed. S. Kakac, W. Aung, y R. Viskanta, pp. 961-986.
- Lee, S., y Yovanovich, M. M., 1989, "Conjugate Heat Transfer from a Vertical Plate With Discrete Heat Sources under Natural Convection," ASME paper No. 89-WA/EEP-9.
- Papanicolaou, E. y Jaluria, Y., 1990, "Mixed Convection from an Isolated Heat Source in a Rectangular Enclosure," *J. Num. Heat Transfer, Part A*, Vol. 18, pp. 427-461.
- Papanicolaou, E. y Jaluria, Y., 1991, "Convective Cooling of Multiple Electronic Components in a Rectangular Enclosure," in *Heat Transfer in Electronic Equipment*, eds. Ortega, A., Agonafer, D., y Webb, B. W., ASME-HTD-Vol. 171, pp. 29-37.
- Patankar, S. V., 1980, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, McGraw-Hill, New York.
- Sánchez, A., Krajewski, W. F., y Smith, T. F., 1992, *A General Purpose Radiative Transfer Model for Application to Remote Sensing in Multi-Dimensional Systems*, IIHR Report No. 355, Iowa Institute of Hydraulic Research, The University of Iowa, Iowa City, Iowa.

- Sánchez, A. y Smith, T. F., 1992, "Surface Radiation Exchange for Two-Dimensional Rectangular Enclosures Using the Discrete-Ordinates Method," *J Heat Transfer*, Vol. 114, No. 2, pp. 465-472.
- Sánchez, A., Bravo, R., y Smith, T. F., 1993, "Surface Radiation Exchange in Multi-Dimensional Arrays of Electronic Components," *6th International Symposium on Transport Phenomena (ISTP-6) in Thermal Engineering*, Vol. 1, pp.267-272, Seoul, Corea.
- Sánchez, A., 1993, "ANDISORD4©: un Modelo General Para el Cálculo de Intercambio Radiante," *I Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica*, Vol. 2, pp. 391-398, Madrid.
- Sánchez, A. y Rosales, R., 1994a, "Efectos Combinados de Radiación y Convección en el Enfriamiento de Componentes Electrónicos Generadores de Calor Colocados en Canales Bidimensionales," Aceptado para su presentación en el *II Congreso Venezolano de Métodos Numéricos en Ingeniería y Ciencias Aplicadas*, Maracaibo.
- Sánchez, A. y Campo, A., 1994b, "Natural Convection and Surface Radiation Exchange in a Partitioned Enclosure with a Moving Wall," En revisión para su posible presentación en el *III Congreso Latinoamericano y del Caribe de Dinámica de Fluidos*, Caracas.
- Shaw, H. J., Chen, W. L., y Chen, C. K., 1991, "Study of the Laminar Mixed Convective Heat Transfer in Three-Dimensional Channel with a Thermal Source," *J. of Electronic Packaging*, Vol. 113, pp. 40-49.
- Smith, T. F., Beckermann, C., y Weber, S. W., 1991, "Combined Conduction, Natural Convection, and Radiation Heat Transfer in an Electronic Chassis," *J. of Electronic Packaging*, Vol. 113, pp. 382-391.
- Sparrow, E. M., y Cess, R. D., 1978, *Radiation Heat Transfer*, Hemisphere Publishing, New York.