

CONVECCION Y TRANSFERENCIA DE CALOR CONJUGADA EN UN APILAMIENTO DE RECINTOS

Ana Maria Aramayo¹, Sonia Esteban², Luis Cardón²

¹*Departamento de Matemática, Facultad de Ciencias Exactas, UNSa.*

²*Departamento de Física - INENCO Facultad de Ciencias Exactas, UNSa.
Av. Bolivia 5150. 4400 Salta, Argentina (aaramayo@unsa.edu.ar)*

Palabras claves: Recintos trapezoidales, Apilamiento, Convección natural conjugada, Conducción, Placa separadora.

Resumen: En un trabajo precedente (Aramayo et al., 2004) se ha estudiado el problema de convección natural conjugada en dos cavidades trapezoidales apiladas, separadas por una placa, en el caso de que el flujo de calor es aplicado en el fondo del apilamiento. Se prestó particular atención a la modelización de la placa separadora.

En este trabajo se modeliza un apilamiento de cuatro cavidades, cuyas secciones transversales son trapezoidales. Los laterales del apilamiento son adiabáticos. La temperatura en la base del apilamiento es mayor que la de su parte superior. Entre cavidades existen placas conductoras inclinadas. El problema es interesante porque la convección en las cavidades interiores está impulsada por la temperatura de las placas separadoras, que a su vez, dependen de la transferencia global a través del apilamiento. El estudio se realiza para un rango de números de Rayleigh entre $1 - 10^8$, para una razón de aspecto $A=0.2$. En este rango, el Rayleigh local en las cavidades es del orden de 10^4 . Se presentan los patrones de temperatura, de flujo y de velocidad en los recintos y distribución de temperatura en las distintas superficies de la placa de separación. Se analiza la influencia de la resistencia térmica de las placas separadoras en el establecimiento del patrón de flujo y sus características en las cuatro cavidades. Se presta particular atención a las placas separadoras ubicadas en el centro del dominio de cálculo, ya que su distribución de temperatura dependerá principalmente del tipo de flujo alcanzado en los recintos adyacentes a la misma. Se estudia también el salto de temperatura que se establece en los recintos y en las placas separadoras. Para $Ra=4 \times 10^5$ se observa que, si las cuatro cavidades y las tres placas separadoras se ven como resistencias térmicas, la resistencia térmica de los recintos ajusta su valor (a través del Rayleigh local) de manera que la diferencia de temperatura por resistencia es igual para todas ellas, tomado el valor de $1/7$.

1 INTRODUCCION

En el INENCO, se ha diseñado un prototipo de desalinizador de cinco etapas trapezoidales apiladas una sobre otra, separadas por una superficie de vidrio. En este trabajo se modeliza los aspectos térmicos del desalinizador, la convección en las bateas, la conducción en las placas separadoras, sin tener en cuenta los efectos de transporte de vapor.

El presente problema presenta varias particularidades interesantes. En primer lugar el apilamiento de recintos calentados por debajo es una configuración que ha sido poco estudiada hasta el presente. En nuestro caso, además, debido a la geometría trapezoidal de los recintos apilados, que confiere una inclinación a las paredes superior e inferior de los recintos, la convección en ellos es de tipo “calentamiento lateral” o “multicelular” según sea el número de Rayleigh y la razón de aspecto del recinto. Por último, las celdas convectivas por debajo y arriba de la placa separadora entre recintos, están acopladas conductivamente por ésta. Bejan (1995) llama “capas límites conjugadas” a este tipo de acoplamiento.

El estudio de apilamientos de cavidades con flujo de calor ascendente es reciente (Aramayo et al, 2006) y no hay, en nuestro conocimiento de la literatura, otros antecedentes.

En cambio, el estudio de problemas conjugados ha llamado la atención de varios investigadores, comenzando por Anderson y Bejan (1980) que estudió el problema de capas límites conjugadas separadas por una placa plana vertical. Recientemente, Costa (2002) ha estudiado otro tipo de configuración en el que se considera el problema de convección natural en un recinto rectangular diferencialmente calentado, con paredes verticales difusivas.

En búsqueda de un modelo detallado para los desalinizadores, nuestro grupo ha avanzado en el estudio de la transferencia de calor en cavidades trapezoidales calentadas por debajo (Aramayo et al, 2004), añadiendo luego los procesos de evaporación y condensación de vapor de agua (Esteban et al, 2005); bajo el régimen de convección natural conjugada de dos recintos trapezoidales apilados. Además se ha analizado la influencia de la conducción de distintos materiales para las placas separadoras (Aramayo et al, 2006).

En el presente trabajo se estudia un sistema compuesto por cuatro recintos trapezoidales separados por tres placas de vidrio. Comenzando con el análisis de la parte térmica del problema, se analiza la influencia de la conducción de las placas separadoras, en el establecimiento de los patrones de flujo. Dependiendo del número de Rayleigh impuesto se obtiene régimen conductivo o convectivo en los recintos, el cual contribuye en el establecimiento de una distribución de temperatura en las placas.

2 ECUACIONES GOBERNANTES Y MÉTODO NUMÉRICO

Se ha resuelto las ecuaciones adimensionales de continuidad, de Navier Stokes y de energía bidimensionales, transitorias, para un recinto como el que se muestra en la próxima sección (Figura 1), con las siguientes adimensionalizaciones:

- Las longitudes en ambas direcciones, con la altura del recinto H ;
- Las velocidades u y v , con la velocidad característica en la dirección vertical:

$$v_0 = Ra^{0.5} \frac{\alpha}{H}$$

- El campo de temperatura T , del siguiente modo: $\hat{T} = \frac{T - T_m}{T_c - T_f}$ donde T_c , T_f , T_m

son la temperatura de la superficie fría, caliente y el promedio de estas dos últimas, respectivamente;

- El tiempo, del siguiente modo: $\hat{t} = \frac{v_0 t}{H}$
- La presión: $\hat{p} = \frac{p + \rho g H \hat{y}}{\rho v_0^2}$

Las ecuaciones a resolver numéricamente son:

$$\frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{t}} + \hat{u} \frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{x}} + \hat{v} \frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{y}} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{t}} + \hat{u} \frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{x}} + \hat{v} \frac{\partial \hat{u}}{\partial \hat{y}} = - \frac{\partial \hat{P}}{\partial \hat{x}} + \frac{\text{Pr}}{\text{Ra}^{0.5}} \left(\frac{\partial^2 \hat{u}}{\partial \hat{x}^2} + \frac{\partial^2 \hat{u}}{\partial \hat{y}^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{\partial \hat{v}}{\partial \hat{t}} + \hat{u} \frac{\partial \hat{v}}{\partial \hat{x}} + \hat{v} \frac{\partial \hat{v}}{\partial \hat{y}} = - \frac{\partial \hat{P}}{\partial \hat{y}} + \frac{\text{Pr}}{\text{Ra}^{0.5}} \left(\frac{\partial^2 \hat{v}}{\partial \hat{x}^2} + \frac{\partial^2 \hat{v}}{\partial \hat{y}^2} \right) + \text{Pr} \hat{T} \quad (3)$$

$$\frac{\partial \hat{T}}{\partial \hat{t}} + \hat{u} \frac{\partial \hat{T}}{\partial \hat{x}} + \hat{v} \frac{\partial \hat{T}}{\partial \hat{y}} = \frac{1}{\text{Ra}^{0.5}} \left(\frac{\partial^2 \hat{T}}{\partial \hat{x}^2} + \frac{\partial^2 \hat{T}}{\partial \hat{y}^2} \right) \quad (4)$$

donde Ra es el número de Rayleigh definido por

$$Ra = \frac{g \beta \Delta T H^3}{\alpha \nu} \quad (5)$$

y Pr es el número de Prandtl, $Pr = \frac{\alpha}{\nu}$.

Se ha resuelto el problema usando el método de volúmenes de control de Patankar, con el algoritmo SIMPLER, con una red de 70×515 . Las placas separadora, de 2mm de espesor, se discretizan así con 3 nodos en la dirección vertical.

Se ha iterado hasta conseguir el estado estacionario, usando de 5000 a 15000 iteraciones externas, dependiendo del valor del número de Rayleigh impuesto. Además, se realizó de 5 a 15 iteraciones internas a fin de resolver las no linealidades del problema.

3 DESCRIPCION DEL DOMINIO DE CALCULO

Las ecuaciones (1) a (4) se resuelven en un dominio unitario que se muestra en la Figura 1, que representa un corte transversal de un destilador con cuatro etapas.

Las zonas triangulares inferior y superior se han bloqueado numéricamente, imponiendo viscosidad y conductividad infinita, de manera de establecer temperatura caliente y fría en las superficies inferior y superior, respectivamente. Dado que se pretende resolver las ecuaciones (1) a (4) en un dominio unitario, para tener en cuenta sólo el problema conductivo en las placas intermedias, se impone viscosidad infinita y los parámetros térmicos correspondientes al vidrio.

La geometría del modelo numérico estudiado es similar a la del prototipo original, con una inclinación de las placas conductoras de aproximadamente 4° ; un espesor de las placas de 2 mm; un ancho del recinto, L de 0.5 m. Con lo que se obtiene una base menor del trapecio de $H_{min}=0.023$ m y una base mayor de $H_{max}=0.103$ m. La razón de aspecto del rectángulo que contiene a uno de los trapecios resulta $A=H_{max}/L=0.2$.

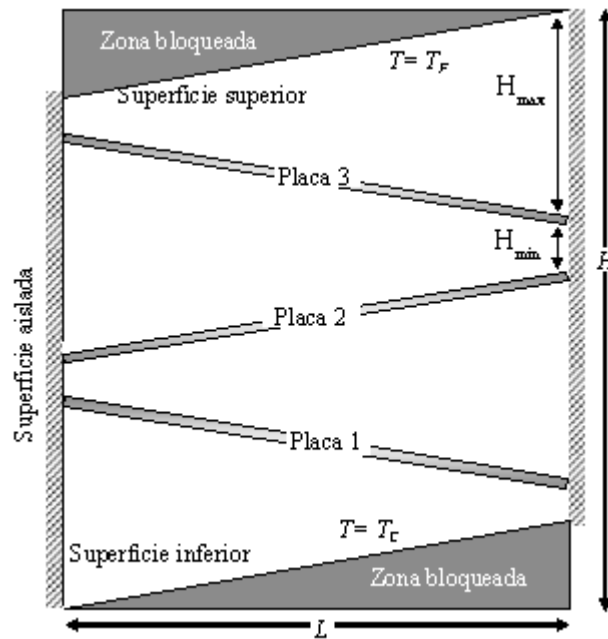
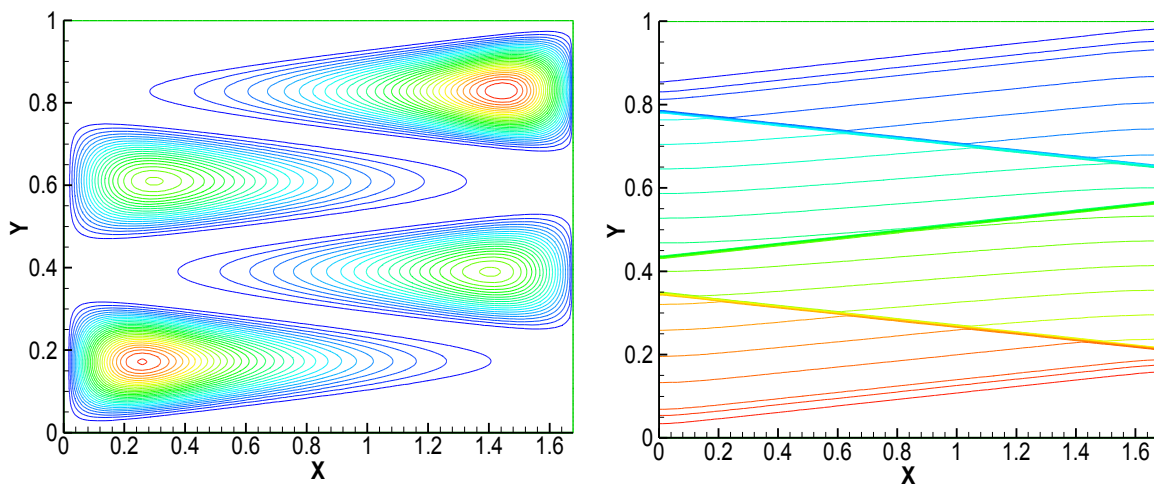


Figura 1: Esquema del dominio de cálculo.

4 PATRONES DE TEMPERATURA Y DE FLUJO

En las Figuras 2 a 5 se presentan las funciones de corriente, a la izquierda y las isothermas, a la derecha, obtenidas para $Ra=10^5$, 10^6 , 10^7 y 10^8 . Debe tenerse en cuenta que el número de Rayleigh se ha calculado en base a la altura total del dominio de cálculo, H , por lo que no caracteriza por sí solo en forma directa el régimen de flujo en el interior de las cavidades.

Para $1 < Ra < 10^5$, se obtuvieron patrones característicos al régimen conductivo, con isothermas rectas y líneas de corriente que describen una única celda que abarca la totalidad del recinto.

Figura 2: Función de corriente e isothermas a $Ra=10^5$.

En la Figura 2, se muestran las isothermas y líneas de corriente correspondientes a $Ra=10^5$. Para $10^5 < Ra < 10^7$, se observa patrones de flujo característicos del régimen

convectivo multicelular, cuyas isotermas presentan plumas ascendentes y descendentes y cuyas líneas de corriente describen varias celdas convectivas que aumentan en número a medida que aumenta el valor de Ra .

Las Figuras 3 y 4 muestran los resultados para $Ra=10^6$ y $Ra=10^7$ respectivamente. A $Ra=10^7$ comienza a observarse un retroceso en el efecto de multiplicación de celdas en los recintos internos (Figura 4), obteniéndose a $Ra=10^8$ una gran celda que ocupa toda la cavidad con pequeñas re-circulaciones en las esquinas de la misma, Figura 5.

Otro aspecto a notar, es la antisimetría de los patrones de flujo que se observa entre los recintos externos e internos inferiores con respecto a los superiores. El eje de antisimetría es la placa separadora central. Esta antisimetría se debe a que los recintos, de a pares, los dos exteriores por un lado y los dos interiores por otro, están sometidos al mismo tipo condiciones. En los recintos externos una superficie permanece a temperatura fija (temperatura caliente o fría impuesta por la condición de borde), mientras que la temperatura del borde opuesto está determinada en forma compleja por el flujo de calor que atraviesa todo el apilamiento. En los recintos internos la temperatura de los bordes superior e inferior respectivamente está determinada por el comportamiento de las cavidades extremas, y es por lo tanto también antisimétrica. La temperatura de la placa central, sobre el eje de simetría, es casi la misma para las dos cavidades centrales.

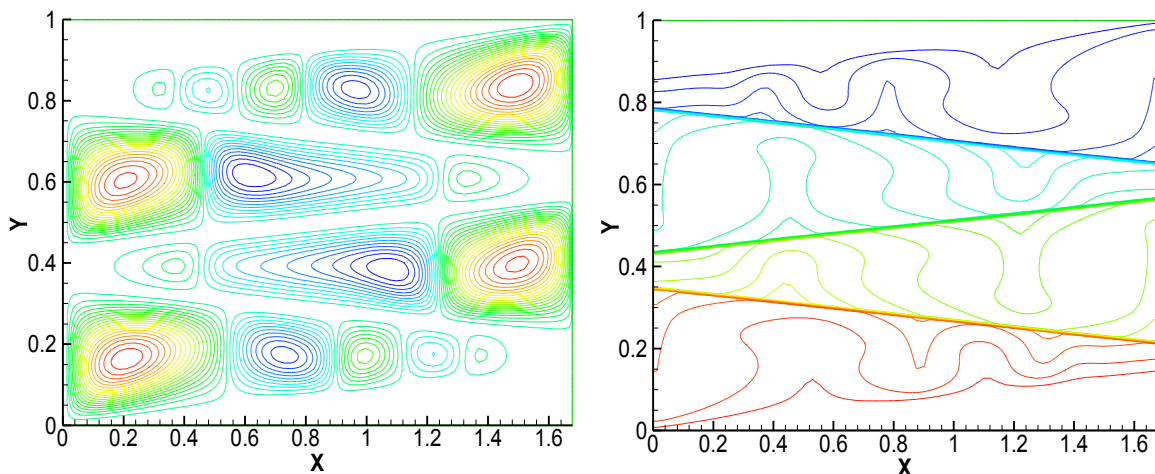


Figura 3: Función de corriente e isotermas a $Ra=10^6$.

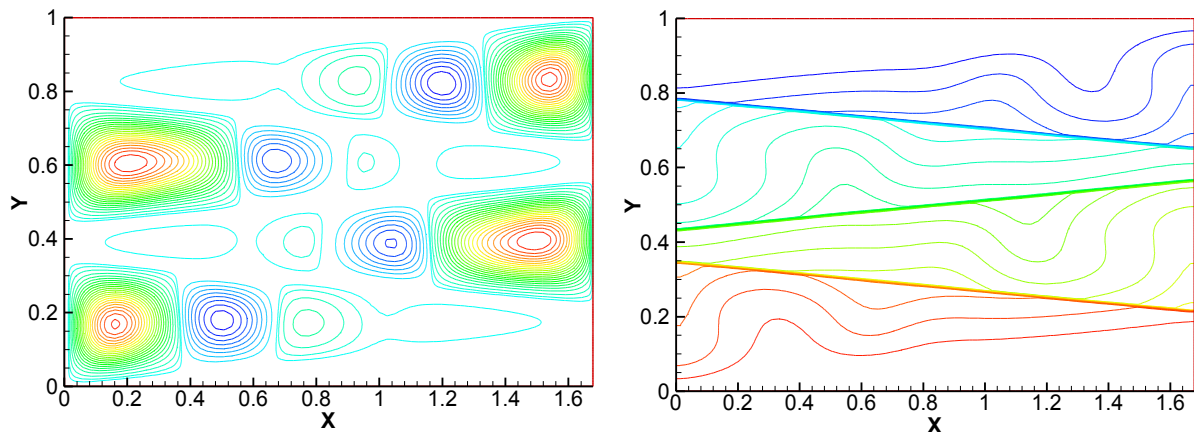


Figura 4: Función de corriente e isotermas a $Ra=10^7$.

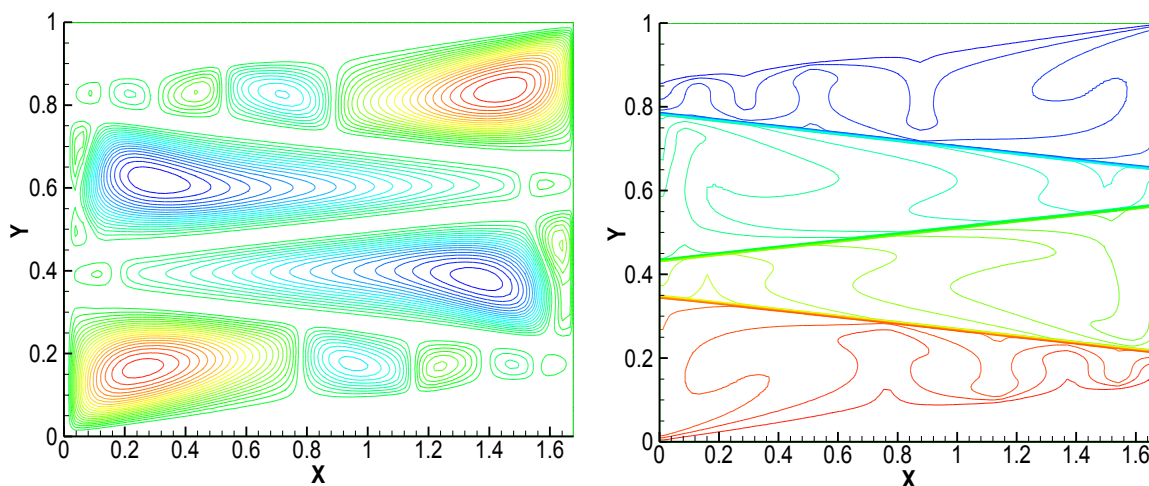


Figura 5: Función de corriente e isothermas a $Ra=10^8$.

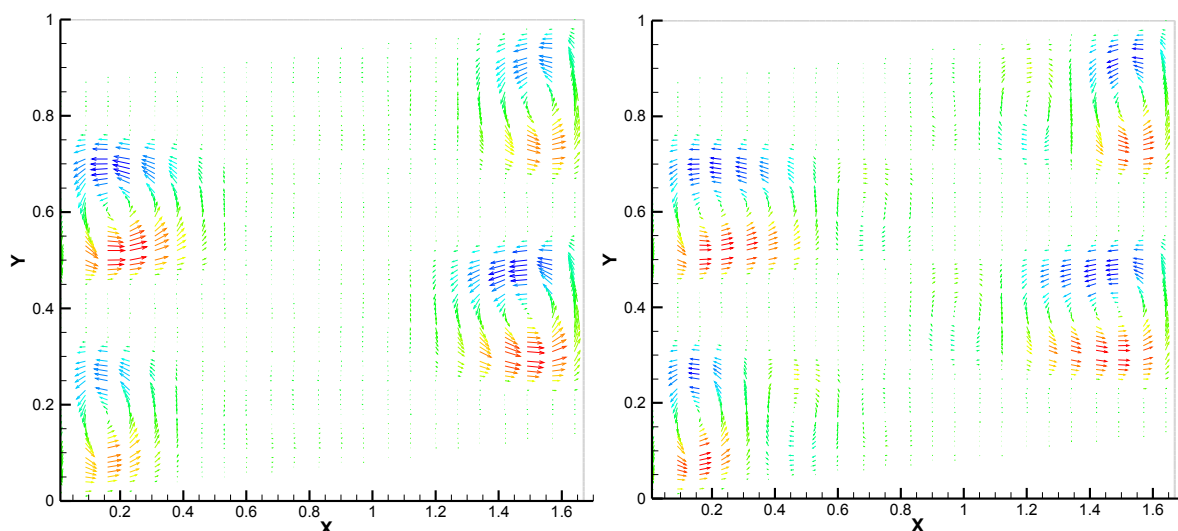


Figura 6: Campo de velocidad a $Ra=4 \times 10^5$ y 8×10^5 .

La Figura 6 y 7 muestran los campos de velocidad obtenidos para $Ra=4 \times 10^5$, 8×10^5 , 10^7 y 10^8 , la variación de colores corresponden a los distintos valores de la velocidad horizontal u . En estas figuras, así como en las Figuras 2 a 5, puede observarse que el cambio de régimen, de unicelular a multicelular, se realiza en forma paulatina. En lo que sigue, la descripción de flujo se hará haciendo referencia al correspondiente a la cavidad inferior.

Para $Ra=10^5$ (véase las líneas de corriente en la Figura 2) una única celda convectiva ocupa la mayor parte del recinto y el flujo en ella, antihorario, es intenso. El flujo en las otras tres cavidades tiene el mismo sentido antihorario. La dirección del flujo adyacente a cada placa inferior coincide con la dirección de la componente de la fuerza de flotación en la dirección de la placa, por lo que podría pensarse que el flujo es impulsado en la adyacencia de la placa y es de tipo de cavidad lateralmente calentada. No obstante el flujo en la adyacencia de la placa superior es contrario a la componente de la fuerza de flotación. Puede concluirse que para este número de Rayleigh el flujo es de tipo de convección de Bénard con una sola celda. Esta aseveración deberá contrastarse con datos relacionados al flujo de calor que se están realizando paralelamente con este estudio.

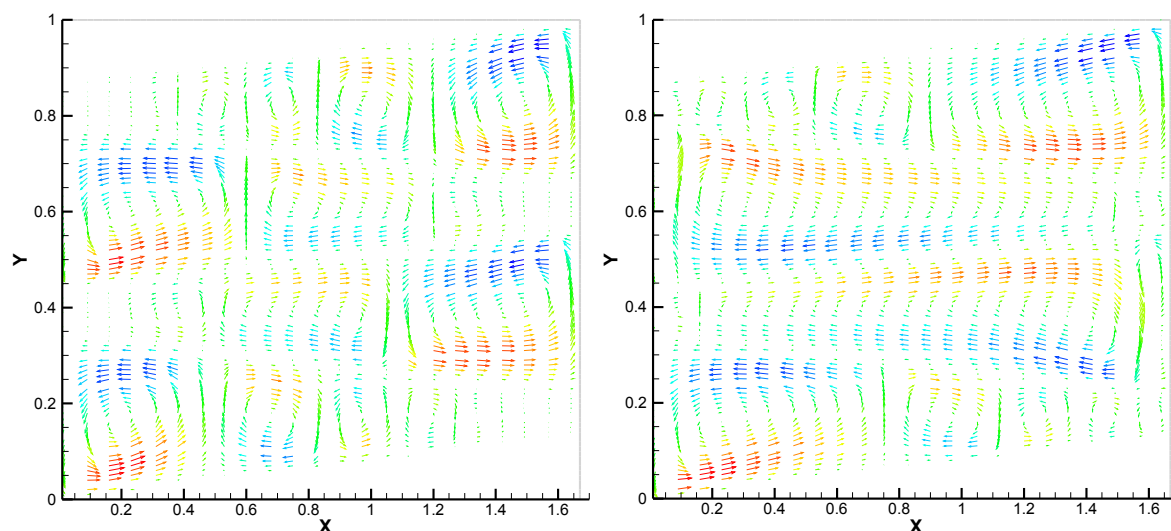


Figura 7: Campo de velocidad a $Ra=10^7$ y 10^8 .

Para números de Rayleigh mayores la convección es francamente multicelular. Se observa que las celdas se presentan de a pares, aunque (haciendo referencia a la cavidad inferior), debido a la altura decreciente de la cavidad, la intensidad del flujo en la celda derecha del par es siempre menor que la de la izquierda. El sentido de la circulación es antihorario en la celda de la izquierda y horario en la celda de la derecha. La Figura 6 muestra los campos de velocidad para $Ra=4 \times 10^5$ y $Ra=8 \times 10^5$, en el primer caso la segunda celda del primer par es apenas notable, mientras que en el segundo se observa una intensificación del flujo en ambas celdas. El segundo par comienza a esbozarse. El flujo en el recinto inferior externo es parecido en líneas generales (salvando la antisimetría y otros detalles) al flujo en el recinto inferior interno. Para $Ra=10^7$ el flujo del segundo y tercer par de rollos se hacen más intenso.

Para $Ra=10^8$ el flujo en el recinto inferior externo es francamente multicelular, mientras que el flujo en el recinto inferior interno vuelve a presentar una única celda convectiva.

5 DISTRIBUCIÓN DE TEMPERATURA EN LAS PLACAS DE SEPARACIÓN

Para tener en cuenta la influencia de la conducción de las placas separadoras en el establecimiento de la estructura de flujo y el campo de temperatura en las cavidades, es importante contar con la distribución de temperatura a lo largo de cada placa, ya que estas actúan como condiciones de borde para cada una de las cavidades.

En la Figura 8 se presenta la distribución longitudinal de temperatura sobre las tres placas separadoras, a la izquierda para $Ra=10^5$ y a la derecha para $Ra=10^6$. Se invierte el eje de temperatura, a fin de presentar gráficamente la distribución de temperatura de las placas de acuerdo al problema geométrico planteado (placa inferior a mayor temperatura, placa superior a menor temperatura).

Se observa que a $Ra=10^5$ la distribución de temperatura en las placas es lineal, esto se debe a que el sistema completo se encuentra en régimen conductivo, en cambio, para $Ra=10^6$ la distribución de temperatura presenta ondulaciones, debido a la presencia de rollos convectivos dentro de las cavidades.

Para $Ra=10^5$, en todas y cada una de las placas separadoras, el salto de temperatura entre sus dos superficies permanece constante en toda la longitud de la placa en un 14%. En cambio, a $Ra=10^6$ para las placas 1 y 3 existe un salto máximo de 28 %, mientras que en la

placa central este máximo alcanza un 34 %.

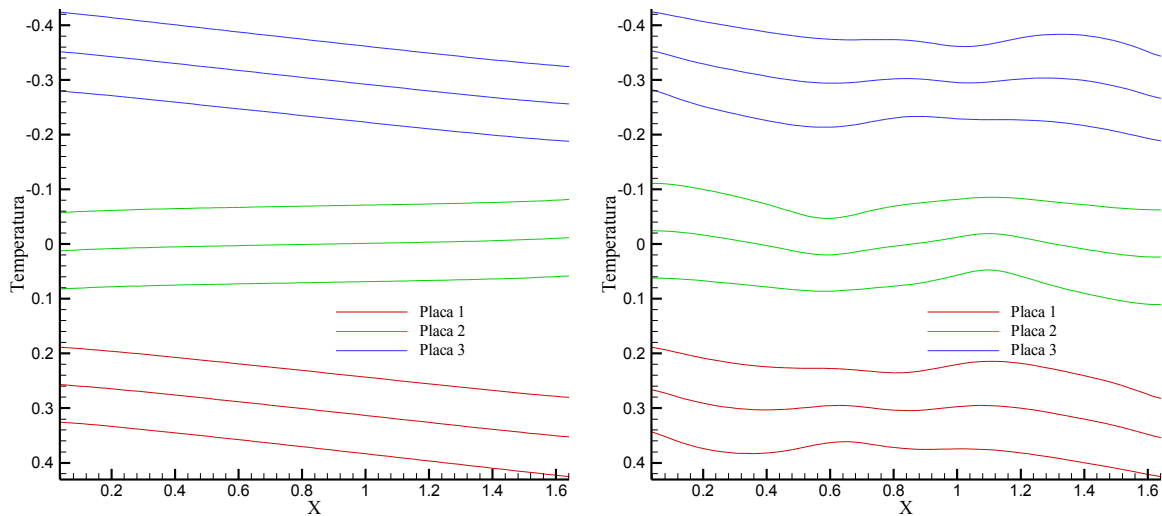


Figura 8: Distribución longitudinal de temperatura en las placas de separación para $Ra=10^5$ y 10^6 .

En la Tabla 1, se presenta los valores promedios de los saltos de temperatura en cada una de las tres placas separadoras, para distintos valores de Ra y el salto acumulado en todas ellas. Se aprecia que hasta $Ra=4 \times 10^5$, el salto promedio de temperatura en todas las placas es de un 14 %. Este valor es notable por que implica una diferencia de temperatura constante por estrato, ya sea este de tipo placa o cavidad. En efecto, siendo 7 los estratos existentes resulta que la diferencia de temperatura uniforme para todos ellos es de $1/7$. Pese al régimen conductivo que parece dominar el problema para este número de Rayleigh, este resultado no puede explicarse con argumentos puramente conductivos, ya que la resistencia térmica conductiva del recinto y de la placa difieren en órdenes de magnitud.

Ra	ΔT_1	ΔT_2	ΔT_3	$\Delta T_{total,placas}$
1E+00	0.14	0.14	0.14	0.42
1E+04	0.14	0.14	0.14	0.42
1E+05	0.14	0.14	0.14	0.42
2E+05	0.14	0.14	0.14	0.42
4E+05	0.14	0.14	0.14	0.42
5E+05	0.15	0.14	0.15	0.44
6E+05	0.15	0.15	0.15	0.45
8E+05	0.15	0.15	0.15	0.45
1E+06	0.15	0.16	0.15	0.46
1E+07	0.18	0.18	0.18	0.54

Tabla 1: Valores promedios de los saltos de temperatura en las placas separadoras, a distintos Ra .

A partir de $Ra=5 \times 10^5$ empieza a notarse un pequeño aumento en el salto de temperatura a través de las placas 1 y 3, hasta alcanzar un 15 % en las tres placas para $Ra=6 \times 10^5$. A

$Ra=10^6$, se mantiene el salto de temperatura en las placas 1 y 3, pero en la placa central incrementa hasta 16 % y para $Ra=10^7$ este incremento alcanza un 18 % en todas las placas, lo cual implica que en las tres placas conductoras hay un 54 %, del salto total de temperatura.

Ra	ΔT			
	Cavidad 1	Cavidad 2	Cavidad 3	Cavidad 4
1E+00	0.13	0.16	0.16	0.13
1E+04	0.13	0.16	0.16	0.13
1E+05	0.13	0.16	0.16	0.13
2E+05	0.13	0.16	0.16	0.13
4E+05	0.13	0.16	0.16	0.13
5E+05	0.12	0.16	0.16	0.13
6E+05	0.12	0.15	0.16	0.12
8E+05	0.12	0.15	0.16	0.12
1E+06	0.12	0.15	0.15	0.12
1E+07	0.10	0.13	0.13	0.10

Tabla 2: Saltos de temperatura adimensional en las cavidades, a distintos Ra .

Ra_{global}	Ra_1	Ra_2	Ra_3	Ra_4
1E+00	7.50E+04	9.70E+04	9.70E+04	7.60E+04
1E+01	7.50E+04	9.70E+04	9.70E+04	7.60E+04
1E+02	7.50E+04	9.70E+04	9.70E+04	7.60E+04
1E+03	7.50E+04	9.70E+04	9.70E+04	7.60E+04
1E+04	7.50E+04	9.70E+04	9.70E+04	7.60E+04
1E+05	7.50E+04	9.70E+04	9.70E+04	7.60E+04
2E+05	7.50E+04	9.70E+04	9.70E+04	7.60E+04
4E+05	7.50E+04	9.40E+04	9.40E+04	7.50E+04
5E+05	7.40E+04	9.30E+04	9.30E+04	7.50E+04
6E+05	7.30E+04	9.20E+04	9.30E+04	7.40E+04
8E+05	7.20E+04	9.10E+04	9.10E+04	7.20E+04
1E+06	7.10E+04	9.00E+04	9.00E+04	7.10E+04
1E+07	5.90E+04	8.10E+04	8.20E+04	5.90E+04
1E+08	5.30E+04	7.60E+04	7.60E+04	5.30E+04

Tabla 3: Número de Rayleigh para cada cavidad.

Como se ha dicho anteriormente, en cada simulación se impone un Rayleigh global, basado en la diferencia de temperatura total (ΔT) y la altura del dominio (H). Este número

de Rayleigh no es indicativo de la física que ocurre en los recintos, la cual está relacionada con el número de Rayleigh local en ellos, Ra_i , donde el subíndice i indica la cavidad de que se trata. El Rayleigh local puede determinarse en base al salto de temperatura promedio (obtenido numéricamente) y a la altura promedio correspondiente a cada recinto. En la Tabla 2 se presentan los saltos de temperaturas adimensionales en cada cavidad del apilamiento en función de Rayleigh global y en la Tabla 3 los valores de Ra_i calculado con el salto de temperatura y la altura promedios de cada cavidad.

Se puede observar (Tabla 2) que para todos los valores de Ra , el salto de temperatura en las cavidades inferior y superior (cavidad 1 y 4) son menores que en las intermedias (cavidad 2 y 3). Hasta $Ra=4 \times 10^5$ los saltos de temperatura no varían con el incremento de Ra , en cambio, a partir de $Ra=5 \times 10^5$ los saltos en las cavidades externas disminuyen pero en la internas permanecen prácticamente constante. Por otro lado, se produce un decrecimiento de los cuatro saltos de temperatura cuando a Ra incrementa de 10^6 a 10^7 .

Analizando los valores de los números de Rayleigh calculados en cada cavidad, según lo muestra la Tabla 3, se puede notar que para todos los valores de Ra global, se obtiene valores de Ra local del mismo orden para todas las cavidades; 7×10^4 para las cavidades externas (Ra_1 y Ra_4); 9×10^4 para las internas (Ra_2 y Ra_3). Además estos valores decrecen a medida que Ra global aumenta, esto se debe a que el salto de temperatura obtenido en las cavidades disminuye.

6 PERFILES TRANSVERSALES DE TEMPERATURA

En las Figuras 9 y 10 se presentan la distribución transversal de temperatura, una vez alcanzado el estado estacionario, en tres posiciones de la coordenada horizontal: $x=L/4$, $L/2$, $3L/4$ para $Ra=10^5$, 10^6 , 10^7 y 10^8 . Hasta $Ra=10^5$ los perfiles de temperatura tanto en las cavidades como en las placas separadoras son lineales por trozos, correspondiente con el régimen conductivo observado anteriormente. El signo negativo en las pendientes se debe a la disminución de temperatura a medida que aumenta la coordenada vertical. Se puede observar que las pendientes en las placas son mucho mayores que las correspondiente a los recintos lo que obedece a la mayor resistencia térmica de las mismas comparada con la de los recintos.

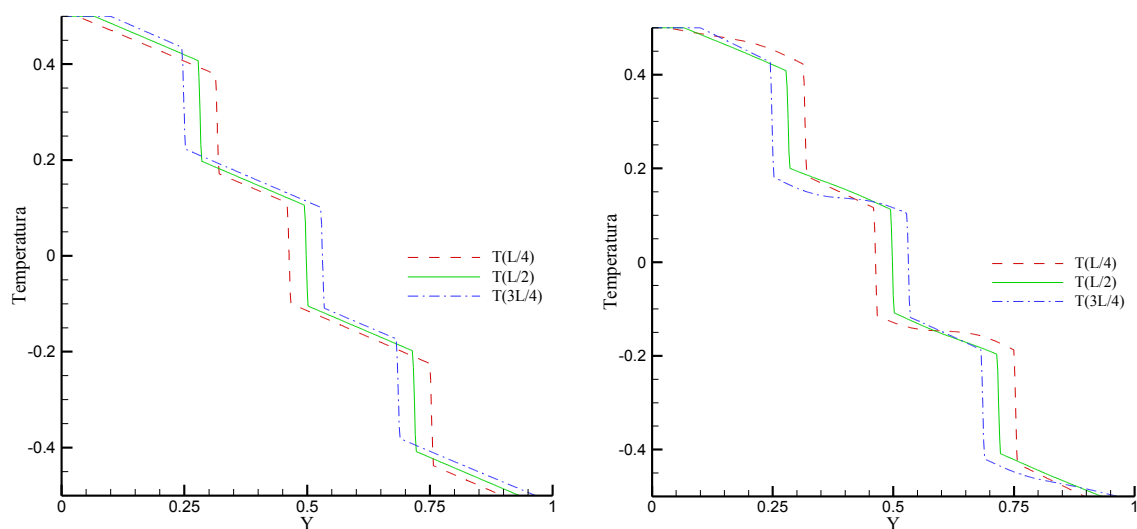


Figura 9: Distribución transversal de temperatura para $Ra=10^5$ y 10^6 .

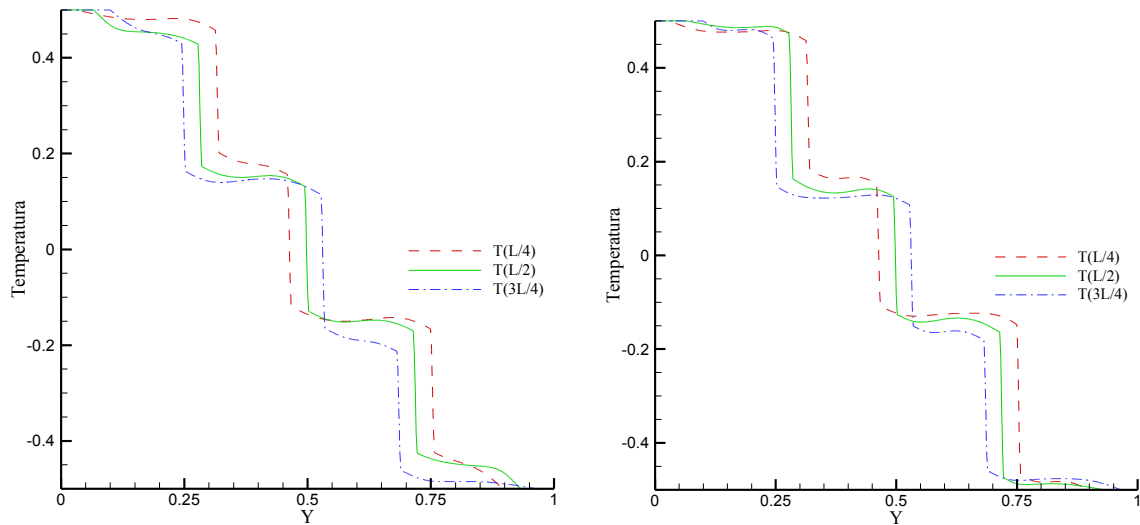


Figura 10: Distribución transversal de temperatura para $Ra=10^7$ y 10^8 .

Para $Ra \geq 10^6$ los perfiles en las cavidades presentan las características típicas de flujo convectivo, mientras que en las placas separadoras se mantiene el perfil lineal. Con el aumento del número de Rayleigh, disminuye la resistencia térmica de los recintos, con lo que el salto térmico que originan es menor, aumentando el salto térmico en las placas. Un salto de temperatura de 14 a 18% se produce en cualquiera de las placas de 2 mm de espesor, mientras que un salto de 15 a 19 % en los recintos de 63 mm de altura promedio.

En las Figuras 11 y 12, se muestran la evolución temporal de los perfiles transversales de temperatura, hasta que se alcanza el estado estacionario. En el gráfico de la izquierda a $x=L/2$ y en el gráfico de la derecha a $x=3L/4$. Para alcanzar el estado estacionario se requieren hasta 10000 iteraciones (3174 seg) para $Ra=10^6$ y hasta 15000 iteraciones (1506 seg) para $Ra=10^7$.

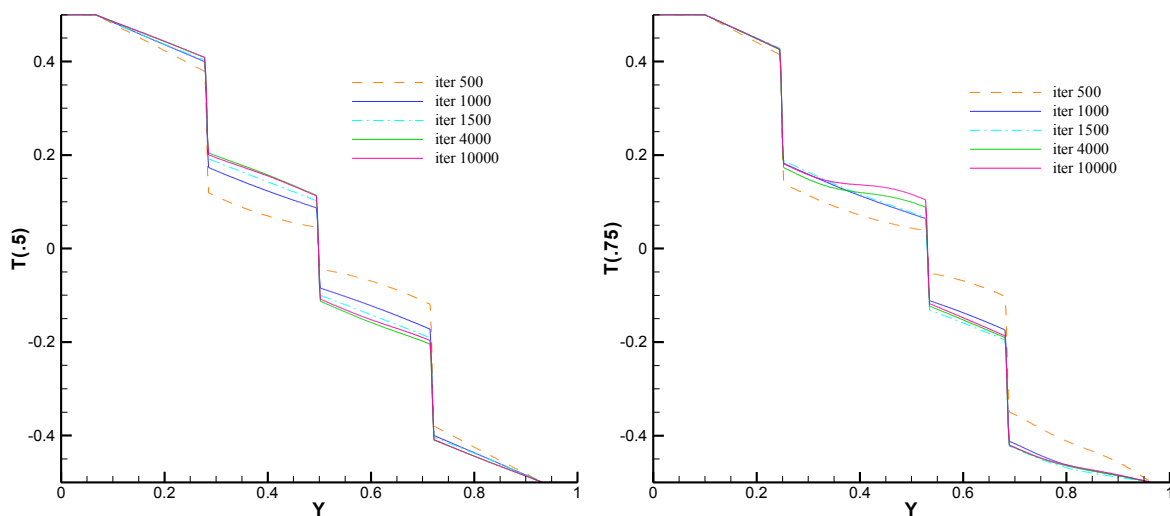


Figura 11: Evolución temporal de los perfiles de temperatura a $x=L/2$ y $x=3L/4$ para $Ra=10^6$.

Se observa un retraso en el establecimiento del salto de temperatura en los recintos

centrales en comparación con los externos. A $Ra = 10^6$ los recintos externos alcanzan el perfil de estado estacionario en 1000 iteraciones (317 seg), mientras que el central necesita más de 4000 iteraciones (1270 seg); para $Ra = 10^7$ se observa un comportamiento similar, en todas las zonas, sin embargo se necesita más iteraciones numéricas antes de alcanzar el estado estacionario.

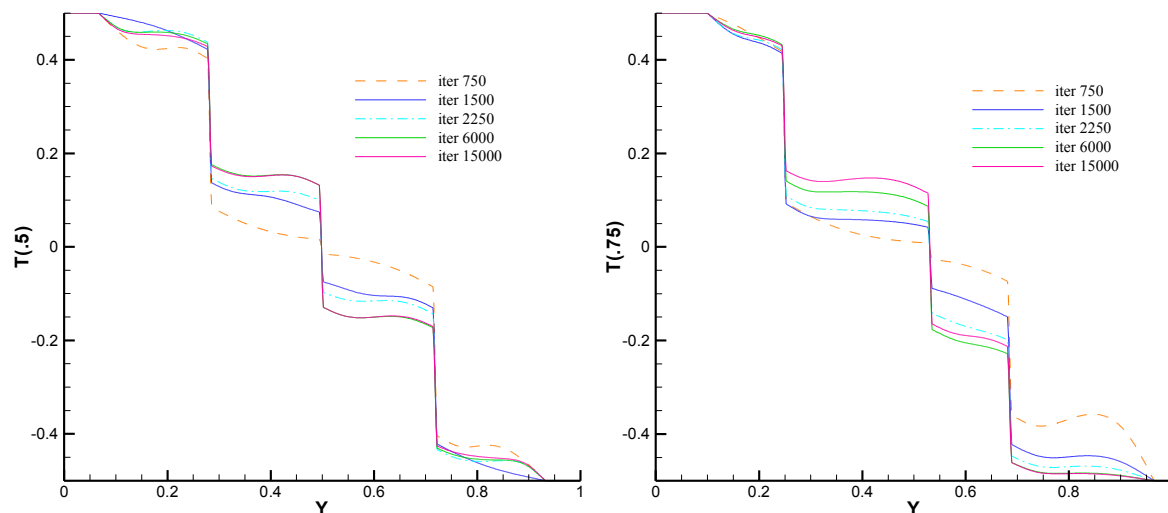


Figura 12: Evolución temporal de los perfiles de temperatura a $x=L/2$ y $x=3L/4$ para $Ra=10^7$.

A $Ra = 10^6$ (Figura 11) en $x=L/2$ los perfiles tanto en las zonas de los recintos como en las placas, son prácticamente lineales. Esto no es un indicativo de que el régimen es conductivo, puesto que como muestra la Figura 3 el régimen es convectivo multicelular; sino que en esta coordenada o bien se encuentran dos celdas convectivas de distintos sentidos, o existe una celda de poca intensidad. Es por ello que se ha graficado los perfiles a $x = 3L/4$, en los cuales se puede observar que dentro de las zonas correspondientes a las cavidades, estos dejan de ser lineales y presentan ondulaciones, la cual es más pronunciada para $0,25 \leq \hat{y} \leq 0,5$, posición correspondiente al recinto limitado por las placas 1 y 2, en el cual se encuentra una celda de mayor intensidad, a esta coordenada.

7 CONCLUSION

Se han estudiado los patrones de flujo y de temperatura en un apilamiento de recintos trapezoidales calentado por debajo. El cálculo se hizo para un rango de número de Rayleigh global de $1 < Ra < 10^8$ obteniéndose valores de Rayleigh local en los recintos del orden de 10^4 , para una razón de aspecto $A=0.2$. Para Rayleigh global mayores que 10^5 , el flujo en todas las cavidades es de tipo convección de Benard, que se presenta, para las cavidades externas del apilamiento como multicelular. Para Rayleigh altos se ha observado la formación de una celda dominante en los recintos interiores.

Para $Ra = 4 \times 10^5$ se observó que, si las cuatro cavidades y las tres placas separadoras se ven como resistencias térmicas, la resistencia térmica de los recintos ajusta su valor (a través del Rayleigh local) de manera de que la diferencia de temperatura en cada resistencia es igual para todas ellas, tomado el valor de $1/7$. Para valores de Rayleigh global más alto las diferencias de temperatura en las cavidades es un 1% menor que en el caso precedente. La predicción del régimen de flujo en el interior de los recintos, el número de Rayleigh

local, es un dato de gran importancia práctica. Los resultados precedentes muestran un camino posible de análisis que deben generalizarse a un rango de Ra y A mayor y justificarse de forma teórica.

El camino para llegar a un diseño óptimo del destilador requiere un estudio detallado respecto a la influencia de distintos parámetros en la transferencia de calor, tales como el material utilizado en las placas de separación, espesor de las mismas, ángulo de inclinación de las placas, razón de aspecto del sistema y el salto de temperatura impuesto. En nuestro trabajo solamente se ha tenido en cuenta este último parámetro mediante la variación de Ra , en trabajos posteriores se avanzará con el estudio de los demás parámetros.

REFERENCIAS

- Anderson R. and Bejan A., Natural convection on both sides of the vertical wall separating fluid at different temperatures, *J. Heat Transfer*, 102: 630-635, 1980.
- Aramayo A., Esteban S., Cardón L., Conjugate heat transfer in a two stages trapezoidal cavities stack. *LAAR*, 2006. En evaluación.
- Aramayo, A., Esteban, S., Cardón, L., Convección natural conjugada en recintos trapezoidales apilados. *Mecánica Computacional*, XXIII: 2067- 2078, 2004.
- Bejan A. *Convection heat transfer*, John Wiley&Sons, Inc, 1995.
- Costa V.A.F., Laminar natural convection in differentially heated rectangular enclosures with vertical diffusive walls, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 45: 4217-4225, 2002.
- Esteban, S., Aramayo, A., Cardón, L., Convección natural con transferencia de vapor en desalinizadores, *Mecánica Computacional*, XXIII: 2111-2122, 2004.
- Esteban, S., Aramayo, A., Cardón, L., Convección natural conjugada con transferencia de vapor en recintos trapezoidales apilados, *Mecánica Computacional*, XXIV: 1167-1184, 2005.
- Patankar S.V., *Computation of Heat Transfer and Fluid Flow. A general purpose computer program for two dimensional elliptic situations*. Univeristy of Minnesota 1997.

NOMENCLATURA

A razón de aspecto (L/H)
 g aceleración de la gravedad (m/s²)
 H altura del recinto (m)
 k conductividad térmica del fluido(W/mK)
 L longitud del recinto (m)
 Nu número de Nusselt
 Pr número de Prandtl, ν/α
 Ra número de Rayleigh, $g\beta\Delta TH^3/\alpha \nu$
 \hat{P} presión adimensional
 \hat{t} tiempo adimensional
 \hat{T} temperatura local adimensional
 \hat{u}, \hat{v} componentes de la velocidad adimensional en la dirección x e y
 \hat{x}, \hat{y} coordenadas cartesianas adimensionales

Símbolos griegos

α difusividad térmica (m²/ s)
 β coeficiente de expansión térmica (1/K)
 Δ variación
 ν viscosidad cinemática (m²/ s)
 ρ densidad (kg/m³)

Subíndices

c caliente
 f frío
 m promedio