

Estudio Numérico de la Convección Mixta en una Cavidad Alargada con Ventilación

¹Norma Alejandra Rodríguez, ¹Jesús Fernando Hinojosa, ²Jesús Perfecto Xamán

¹Departamento de Ingeniería Química y Metalurgia, Universidad de Sonora,
Blvd. Rosales y Luis Encinas, Hermosillo, Sonora, CP 83000, México
e-mail: fhinojosa@iq.uson.mx

²Departamento de Ingeniería Mecánica-Térmica,
Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico,
CENIDET-DGEST-SEP, Prol. Av. Palmira s/n. Col. Palmira,
Cuernavaca, Morelos CP 62490, México

Resumen

En este trabajo se presentan los resultados numéricos de la convección mixta en una cavidad rectangular ventilada. El régimen del fluido se considera turbulento. Se obtuvieron resultados para una cavidad con relación de aspecto de 20, estableciéndose flujos de calor en la pared vertical izquierda de: 600, 800 y 1000 W/m², y manteniendo la pared vertical derecha a una temperatura constante de 298 K. Se permitió la entrada de aire con temperaturas de: 298 K, 308 K y 318 K y a velocidades de: 0.1, 0.25 y 0.5 m/s. Se analizó el efecto del número de Reynolds y el número de Grashof sobre: el patrón de flujo, el campo de temperatura y la transferencia de calor. Se observó que para una determinada temperatura de entrada del fluido, es el número de Reynolds el que más afecta al número de Nusselt. La relación entre el calor recibido en la pared vertical izquierda y el calor transferido por la pared vertical derecha cuando la temperatura de entrada del aire es de 298 K, indica que se extrae de la cavidad entre 17% y 12 % del calor recibido en la pared vertical izquierda y cuando la temperatura es de 318 K, la corriente de aire que entra a la cavidad incrementa entre 47 % y 210 % el calor que se transfiere por la pared vertical derecha.

Abstract

In this work the mixed convection numerical results in a rectangular ventilated cavity are presented. The flow regime is assumed turbulent. The numerical results were obtained in cavity with an aspect ratio equal to 20. On the left vertical wall three different uniform heat fluxes are applied (600, 800 and 1000 W/m²), whereas the right wall is maintained at constant temperature of 298 K. An air inlet with temperatures of: 298 K, 308 K and 318 K and velocities of: 0.1, 0.25 and 0.5 m/s was permitted. The effect of the Reynolds number and Grashof number on: flow pattern, temperature field and heat transfer was examined. It was observed that for a fixed inlet air temperature, the influence of the Reynolds number on the average Nusselt number is most important. The ratio of the heat received in the left wall and heat transferred on right wall when the incoming air temperature is 298 K, indicates that the ventilation extracts about 17% and 12 % of the heat received on the left wall, but when the incoming air temperature is 318 K the heat transferred by the right wall increases between 47 % and 210 %.

Palabras clave:

Convección mixta turbulenta, cavidad ventilada

Key words:

Turbulent mixed convection, vented cavity

Nomenclatura

Cp	Calor específico, J kg ⁻¹ •K ⁻¹ .
g	Aceleración de la gravedad, ms ⁻² .
G _k	Generación de la energía cinética turbulenta debido a las fuerzas de flotación.
H	Altura de la cavidad, m.
k	Energía cinética turbulenta, m ² s ⁻²
k _{en}	Energía cinética turbulenta en la entrada, m ² s ⁻²
L	Ancho de la cavidad, m.
Nu	Número de Nusselt= hL/k
P	Presión, Pa.
P _k	Generación de la energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad
q"	Flujo de calor, Wm ⁻²
Ra _L	Número de Rayleigh = $g \beta \Delta TL^3/v \lambda$
Gr	Número de Grashof = $g \beta q''H^4/a^2\lambda$.
Re	Número de Reynolds = $U_{en} H/v$.

Ri	Número de Richardson = Gr/Re^2 .
T	Temperatura absoluta del fluido, K.
T ₀	Temperatura absoluta de referencia, K.
T _c	Temperatura absoluta de la pared fría, K.
T _{en}	Temperatura absoluta del aire en la entrada de la cavidad, K.
U _{en}	Velocidad del aire en la entrada a la cavidad, ms ⁻¹
ū _i	Velocidad promediada en el tiempo en la dirección i, ms ⁻¹ .
u'	Fluctuación instantánea de la velocidad en la dirección x, ms ⁻¹
v'	Fluctuación instantánea de la velocidad en la dirección y, ms ⁻¹
x _i	Coordenadas del sistema (i=x,y).
x _j	Coordenadas del sistema (j=x,y).
β	Coeficiente de expansión térmica, K ⁻¹
δ _y	Delta de Kronecker

ε	Disipación de la energía cinética turbulenta, $m^2 s^{-3}$
ε_{en}	Disipación de la energía cinética turbulenta en la entrada, $m^2 s^{-3}$
η	Relación adimensional del flujo de calor en la pared izquierda.
κ	Constante de von Karmán=0.42.
λ	Conductividad térmica, $W m^{-1} K^{-1}$
μ	Viscosidad dinámica, $kg m^{-1} s^{-1}$
μ_t	Viscosidad turbulenta, $kg m^{-1} s^{-1}$
ρ	Densidad, $kg m^{-3}$
σ_T	Número de Prandtl turbulento.
σ_k	Número de Prandtl turbulento para la ecuación de k
σ_ε	Números de Prandtl turbulento para la ecuación de ε

Introducción

La convección mixta en cavidades ventiladas, es un fenómeno de interés en varias aplicaciones tecnológicas como: diseño de colectores solares, diseño térmico de edificios, aire acondicionado y enfriamiento de dispositivos electrónicos. En el diseño térmico de edificios, el enfriamiento pasivo es una estrategia que procura proporcionar condiciones de confort en el interior de las viviendas y edificios utilizando ventilación natural, con un consecuente ahorro de energía al disminuir o evitar el uso de la climatización artificial. El envolvente de una edificación controla en buena medida el ambiente interior en cuanto a luz, temperatura y sonido. Desde el punto de vista térmico, sus características determinan la magnitud del flujo de calor que pasará hacia el interior de la vivienda o edificio. Uno de los materiales empleados en construcción de muros en viviendas y edificios, es el bloque de concreto, el cual una vez colocado forma una cavidad alargada vertical en donde se presenta el fenómeno de convección natural.

La convección mixta en cavidades rectangulares ha sido estudiada teóricamente por varios autores. Humphrey y To (1986) realizaron un estudio numérico en una cavidad calentada diferencialmente con una pared deslizante, los resultados del modelo turbulento muestran que el efecto combinado de la convección natural y forzada puede ser caracterizado por el parámetro Re^2/Gr (número de Richardson). La convección natural es dominante cuando el parámetro Re^2/Gr es menor a 0.4 y la convección forzada domina cuando el parámetro es mayor a 2. En el caso de una cavidad cuadrada encontraron que el número de Nusselt presenta una mínima cuando $Re^2/Gr=1$. Simoneau *et al.* (1989) estudiaron numéricamente la convección mixta en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente con dos aberturas diametralmente opuestas. Encontraron que el parámetro Re^2/Gr caracteriza los efectos respectivos de la convección natural y forzada cuando el jet es opuesto al movimiento inducido por la convección natural. Sin embargo, la descripción la competencia entre las convecciones laminar y forzada a través del parámetro Re^2/Gr no fue posible en los estudios reportados por Raji y Hasnaoui (1998).

Existen en la literatura estudios teóricos de la convección natural en cavidades alargadas cerradas, los cuales se describen brevemente a continuación. Pérez-Segarra *et al.* (1995) estudiaron numéricamente una cavidad alargada bidimensional, con una relación de aspecto de 30, utilizando diferentes variantes del

modelo de turbulencia k- ε . Shunichi y Wakitani (1998) realizaron un estudio numérico de la convección natural bidimensional turbulenta de aire en una cavidad alargada calentada diferencialmente. Los resultados se obtuvieron utilizando el método de diferencias finitas para un amplio intervalo del número de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$) y de la razón de aspecto ($10 \leq A \leq 24$), cubriendo desde la transición de un patrón de flujo unicelular a multicelular en estado permanente. Zhu y Yang (2003) estudiaron la convección natural transitoria en una cavidad alargada con flujo laminar, la relación de aspecto de la cavidad es de 16 y el número de Prandtl de la cavidad es de 0.71; se reporta la presencia de flujos multicelulares para varios valores del número de Rayleigh. Manz (2003) analizó la transferencia de calor por convección natural de aire dentro de cavidades rectangulares verticales, como las que se encuentran en fachadas dobles de edificios, con relaciones de aspecto de 20, 40 y 80 usando el código FLOWENT; la comparación con correlaciones experimentales para el número de Nusselt arrojó desviaciones menores al 20 %. Zhou *et al.* (2004) realizaron un estudio numérico de la convección natural turbulenta transitoria en una cavidad alargada cerrada con dos números diferentes de Rayleigh ($Ra=0.86 \times 10^6$ y $Ra=1.43 \times 10^6$), los resultados se obtuvieron con el software PowerFLOW aplicando el algoritmo de Lattice-Boltzmann y fueron comparados con datos experimentales reportados en la literatura con una buena aproximación. Xamán *et al.* (2005) estudiaron numéricamente la convección natural laminar y turbulenta en una cavidad alargada bidimensional con diferentes relaciones de aspecto, reportando correlaciones para el número de Nusselt para cada una de las relaciones de aspecto estudiadas. Xamán *et al.* (2008) cuantificaron el efecto de la radiación térmica superficial sobre la convección natural turbulenta en cavidades alargadas, se realizó un estudio paramétrico variando: el número de Rayleigh en el intervalo 109-1012, la relación de aspecto de 20, 40 y 80 y la emisividad de 0.0-1.0; encontrando que la radiación superficial no modifica significativamente los patrones de flujo en la cavidad. Chico *et al.* (2008) realizaron la simulación numérica para la predicción del flujo turbulento por convección natural en cavidades, en el cual se utilizaron diferentes modelos de turbulencia de dos ecuaciones, el estudio tuvo la finalidad de mostrar las generalidades, precisión y características específicas de cada modelo en la convección natural.

Los estudios en cavidades alargadas ventiladas son escasos y se describen en forma resumida. Mootz *et al.* (1996) realizaron un estudio numérico de la transferencia de calor con flujo laminar en una cavidad rectangular alargada ventilada, la cual representa una fachada ahoradora de energía en un edificio; se encontró que para la configuración analizada el ancho óptimo es de 1.5 a 2 cm. Omri y S. Ben Nasrallah (1999) realizaron un estudio numérico de la convección mixta en estado transitorio del flujo laminar en una cavidad enfriada por aire, en la cual el fluido es injectado a una temperatura inferior que la temperatura inicial de la cavidad; se reportan los patrones de flujo y de temperatura para analizar la eficiencia de la ventilación en diferentes configuraciones de entrada y salida de aire. Manz (2004) estudió una

cavidad alargada ventilada considerando transferencia de calor en régimen turbulento, en una fachada doble de vidrio con un dispositivo de sombreado en el interior; se determinó que la ventilación reduce significativamente la energía que pasa hacia el interior. Safer *et al.* (2005) analizaron el flujo de aire en una fachada dobles ventiladas con una persiana veneciana en el interior, considerando régimen turbulento, el estudio se llevó a cabo utilizando el software Fluent; se encontró que la posición de la persiana afecta significativamente los patrones de velocidad en la cavidad.

En este trabajo se plantea estudiar teóricamente una alternativa que busca disminuir las ganancias de calor a través de muros de viviendas y edificios. Dicha alternativa consiste en hacer circular aire (ventilación) por el hueco de los muros de bloque. Debido a las dimensiones del sistema que se considera en este estudio, se considerará que el régimen de flujo del fluido (aire) en el sistema es turbulento y solo se considerará la transferencia de calor por convección mixta. Para generalizar los resultados se analizará la influencia de los números adimensionales de Grashof (Gr) y de Reynolds (Re), sobre los campos de temperatura, el patrón de flujo y la transferencia de calor.

MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO

Modelo físico

El estudio de la transferencia de calor por convección mixta se llevará a cabo en una cavidad alargada ventilada (Figura 1). La cavidad ventilada tiene una altura (H) de 2 m y un ancho (L) de 0.1 m. El sistema consta de dos paredes verticales, la pared izquierda recibe del exterior un flujo de calor uniforme y constante (q''), mientras que la pared derecha se mantiene a una temperatura uniforme y constante (T_c), las dos paredes horizontales se consideran adiabáticas. Las paredes están separadas por un espacio de aire y tienen dos aberturas iguales a 0.1 m para permitir la circulación de aire proveniente del exterior.

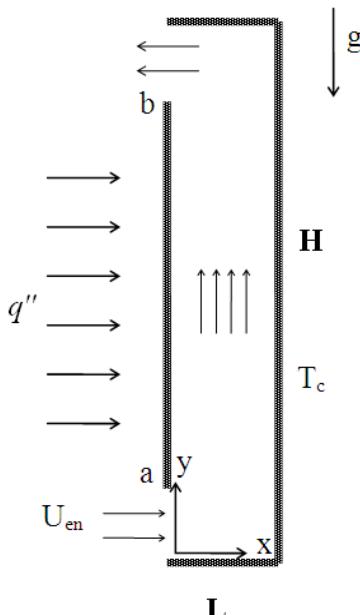


Figura 1. Modelo físico de la cavidad ventilada

Modelo matemático

A continuación se presentan las ecuaciones gobernantes promediadas en el tiempo en notación tensorial, para la convección mixta de un flujo bidimensional en estado permanente considerando válida la aproximación de Boussinesq (2007):

Continuidad:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

Movimiento:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \right] + \rho g \beta (\bar{T} - T_0) \quad (2)$$

Energía:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} = \frac{1}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \bar{T} \bar{u}_j \right] \quad (3)$$

en donde x_i y x_j son las coordenadas cartesianas del sistema ($i=x,y, j=x,y$), \bar{u} es la velocidad media, \bar{P} es la presión dinámica media, \bar{T} es la temperatura media, g es la aceleración gravitacional. ρ , β , C_p son la densidad, el coeficiente de expansibilidad volumétrica y el calor específico respectivamente.

El conjunto de ecuaciones anterior no está completo, debido a la presencia del tensor de esfuerzos de Reynolds ($\rho \bar{u}_i \bar{u}_j$) en la ecuación de movimiento y al vector de flujo de calor turbulento ($\rho C_p \bar{T} \bar{u}_j$) en la ecuación de energía. En la familia de modelos de viscosidad de remolino (EVM), el tensor de esfuerzos de Reynolds se establece a través de la hipótesis de Boussinesq como:

$$\rho \bar{u}_i \bar{u}_j = -\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (4)$$

El modelo de alto número de Reynolds (HRN) considera que la viscosidad turbulenta (μ_t) esta dada por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5)$$

en donde C_μ es una constante.

Los flujos de calor turbulentos se expresan como:

$$\rho C_p \bar{T} \bar{u}_j = -\frac{\mu_t}{\sigma_T} \left[\frac{\partial \bar{T}}{\partial x_i} \right] \quad (6)$$

en donde σ_T es el número de Prandtl turbulento.

La energía cinética turbulenta (k) y la disipación de la energía cinética turbulenta (ε), se obtienen de sus correspondientes ecuaciones de transporte, utilizando el modelo $k-\varepsilon$ desarrollado por Ince y Launder (1989):

Energía cinética turbulenta (k):

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P_k + G_k - \rho\varepsilon \quad (7)$$

Dispersión de la energía cinética turbulenta (ε):

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\varepsilon)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} [P_k + C_{3\varepsilon} G_k] - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (8)$$

En las expresiones anteriores, P_k representa la generación de la energía cinética turbulenta debido al gradiente de velocidad y G_k es la generación de la energía cinética turbulenta debido a las fuerzas de flotación. Los términos $C_{1\varepsilon}$ y $C_{2\varepsilon}$ son coeficientes; mientras que σ_k y σ_ε son los números de Prandtl turbulentos para las ecuaciones de k y ε , respectivamente. En forma matemática se tiene:

$$P_k = -\mu_t \left[2 \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (9)$$

$$G_k = -\beta g_i \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad (10)$$

donde:

$$C_\mu = 0.09, C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, \sigma_\varepsilon = 1.3, C_{3\varepsilon} = \tanh \left| \frac{\bar{v}}{\bar{u}} \right|, \sigma_k = 1.0$$

Condiciones de frontera

Las condiciones de fronteras hidrodinámicas, térmicas y de turbulencia utilizadas en este estudio se presentan en la Tabla 2. Para el caso de las condiciones de frontera en la entrada, se consideró que el aire entra perpendicular al plano de la apertura con valores constantes de temperatura y velocidad, mientras que a la salida se asumió que el flujo es completamente desarrollado y que el transporte difusivo de energía es despreciable. Para las cantidades turbulentas (k y ε) en la entrada, se utilizaron las relaciones empíricas reportadas por Nielsen (1990).

Transferencia de calor

El número adimensional de Nusselt se define como la relación entre la transferencia de calor por convección y la transferencia de calor por pura conducción, y se calcula localmente en la pared isotérmica a partir del campo de temperatura mediante:

$$Nu = \frac{q_{convecutivo}}{q_{conductivo}} = \frac{hL}{k} = \frac{-k \left(\frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=L}}{k(T_{x=0} - T_C) / L} \quad (11)$$

El número de Nusselt promedio está dado por:

$$\overline{Nu} = \int_0^H Nu dy \quad (12)$$

Tabla 2. Condiciones de frontera para la cavidad ventilada.

Posición	u	v	k	ε	T
($x=0, 0 \leq y \leq a$)	U_{en}	0	$1.5(0.04U_{en})^2$	$\varepsilon_{en} = \frac{(k_{en})^{0.5}}{H_{en}} * 0.1$	\bar{T}_{en}
($x=0, a \leq y \leq b$)	0	0	$k=0$	$\varepsilon=0$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right) = \frac{q_s''}{k}$
($x=0, y > b$)	$\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right) = 0$	$\left(\frac{\partial v}{\partial x} \right) = 0$	$\left(\frac{\partial k}{\partial x} \right) = 0$	$\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) = 0$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = 0$
($x=L, 0 \leq y \leq H$)	0	0	$k=0$	$\varepsilon=0$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = 0$
($0 \leq x \leq L, y=0$)	0	0	$k=0$	$\varepsilon=0$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = 0$
($0 \leq x \leq L, y=H$)	0	0	$k=0$	$k=0$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right) = 0$

Método numérico y estudio de independencia de malla

Método numérico

La obtención de los resultados se llevó a cabo utilizando el software comercial Fluent 6.3, el cual utiliza el método de volumen finito para resolver numéricamente las ecuaciones gobernantes. Las ecuaciones se resolvieron sobre una malla desplazada. Para la discretización de los términos convectivos se utilizó el esquema MUSCL (2005) y se aplicó el algoritmo SIMPLEC para acoplar las ecuaciones de momento y continuidad. La convergencia se alcanzó cuando el residuo ponderado de cada una de las ecuaciones gobernantes fue menor a 10^{-3} .

Independencia de Malla

Con el propósito de determinar el tamaño de malla adecuado para el estudio paramétrico en la cavidad ventilada considerada, se llevó a cabo el estudio de independencia de malla considerando las siguientes condiciones: flujo de calor de 1000 W/m^2 , temperatura de entrada de 318 K y una velocidad de entrada de 0.5 m/s . Debido a la naturaleza del problema, se empleó una malla no uniforme con mayor densidad de nodos en la cercanía de la pared isotérmica derecha. La variación del número de Nusselt promedio en la pared isotérmica con el tamaño de la malla no uniforme empleada se presenta en la Tabla 3, en donde se puede observar que el valor del número de Nusselt se vuelve prácticamente independiente del tamaño de la malla al utilizar 180 nodos en la dirección vertical y 180 nodos en la dirección horizontal.

En forma adicional, en la Figura 2 se muestra el efecto del tamaño de malla empleada sobre la distribución de los números locales de Nusselt en la pared isotérmica y el perfil de temperatura en $y=1 \text{ m}$, se puede apreciar que al cambiar

la malla de 160x180 a 180x180, la diferencia es prácticamente despreciable. Con base en lo anterior, se concluye que el tamaño de malla apropiado para realizar el estudio paramétrico es de 180x180.

Tabla 3. Estudio de independencia de malla de la cavidad ventilada.

Tamaño de Malla	Nuprom	Diferencia Porcentual
120x180	6923.06	
140x180	7201.50	3.86
160x180	7471.28	3.61
180x180	7490.70	0.25

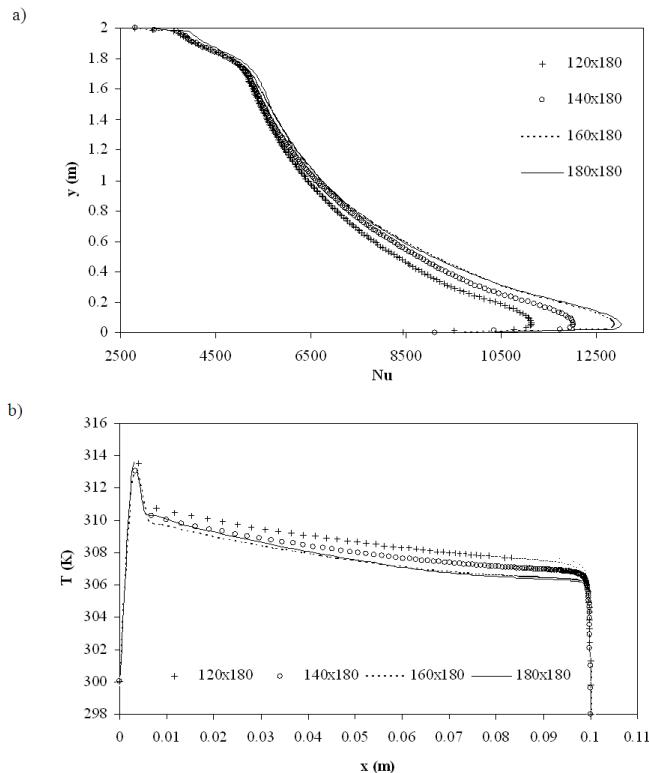


Figura 2. Resultados del estudio de independencia de malla de la cavidad ventilada: a) distribución del número de Nusselt local ($x=0.076$ m) y b) perfil de la temperatura ($y=1.09$ m).

Validación del algoritmo numérico

Se realizó la validación comparando con los datos experimentales reportados por Betts y Bokhari (2007), de la convección natural en una cavidad alargada cerrada calentada diferencialmente, con una relación de aspecto de 28 (2.18 m de altura y 0.076 m de ancho). La Figura 3 presenta los resultados de la comparación del modelo $k-\varepsilon$ con Betts y Bokhari para $Ra_L=0.86 \times 10^6$ a la mitad de la altura de la cavidad ($y=1.09$ m), para: a) velocidad vertical (v) y b) temperatura (T). Se encontró que el modelo $k-\varepsilon$ tuvo una diferencia promedio del 0.18% para las temperaturas y 19 % para la distribución de la velocidad.

Resultados

Una vez realizado el proceso validación de los resultados numéricos obtenidos con Fluent, se procedió a obtener resultados en forma dimensional de la convección mixta en la cavidad ventilada. Se establecieron diferentes flujos de calor sobre la pared izquierda, con valores representativos de la radiación solar incidente sobre una superficie (600 W/m^2 , 800 W/m^2 y 1000 W/m^2). Se mantuvo la pared vertical derecha a una temperatura constante de 298 K. Se permitió la entrada de aire con valores de temperatura desde la temperatura máxima en climas templados (298 K) hasta la temperatura extrema en climas desérticos (318 K). Las velocidades de entrada de aire por la abertura inferior considerados fueron: 0.1 m/s, 0.25 m/s y 0.5 m/s, como los observados en vientos cercanos a la superficie terrestre. Para generalizar los resultados, los valores de los parámetros anteriores corresponden a los valores de los números adimensionales de Grashof (Gr) y Reynolds (Re), que se presentan en la Tablas 4 y 5 respectivamente (las propiedades del fluido se evaluaron a la temperatura de entrada).

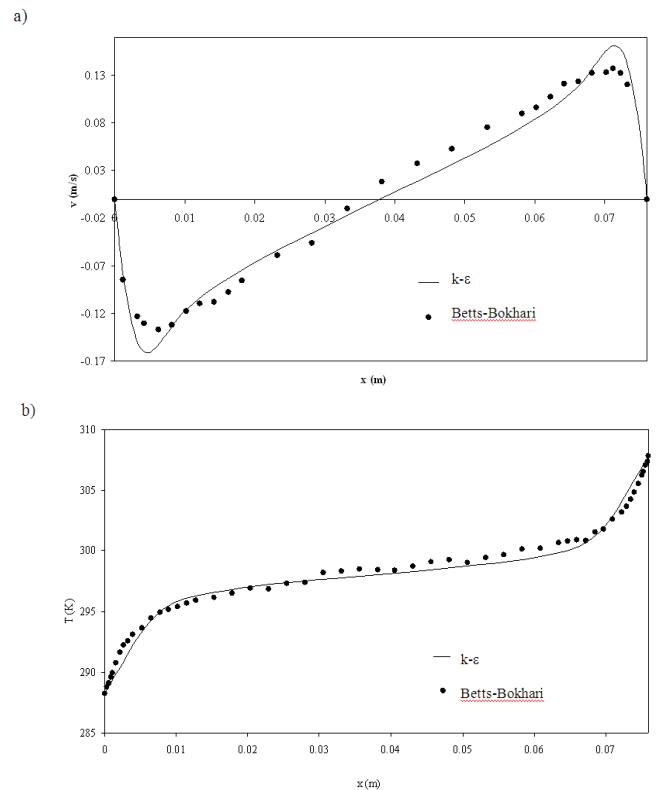


Figura 3. Resultado de la comparación del modelo $k-\varepsilon$ con Betts y Bokhari para $Ra_L=0.86 \times 10^6$ en $y=1.09$ m; a) velocidad vertical (v) y b) temperatura (T).

Patrón de flujo.

En la Figura 4 se muestra el efecto del número de Grashof sobre los patrones de flujo de la cavidad (líneas de corriente), para $Re=30211$ ($T_{en}=308$ K y $U_{en}=0.25$ m/s). El patrón de flujo para los tres casos es el mismo, se tiene la entrada del

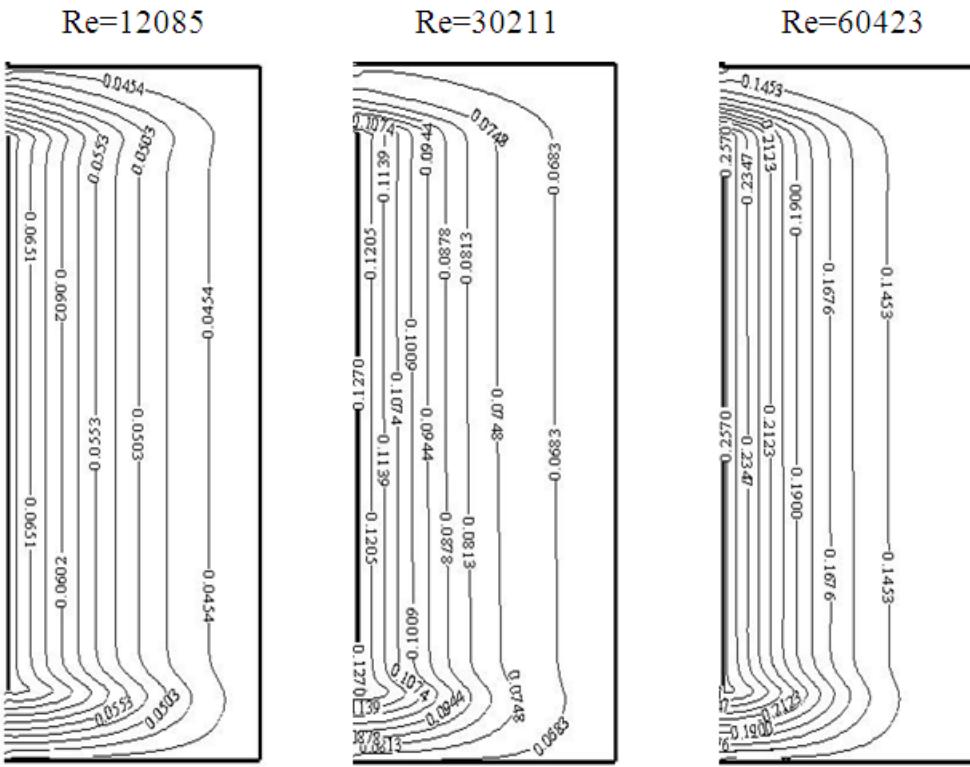


Figura 4. Efecto del número de Grashof sobre las líneas de corriente en la cavidad ventilada (Re=30211).

aire por la abertura inferior, un cambio en la dirección del flujo para moverse en forma ascendente y salir por la abertura superior de la cavidad. La comparación de los valores de las líneas de corriente, muestra que el cambio es muy ligero al aumentar el número de Grashof; para $Gr=4.35 \times 10^{13}$ la el valor de la línea de corriente más cercano a la pared oeste es de 0.1213 kg/s y para $Gr=7.26 \times 10^{13}$ la línea de corriente más cercana es de 0.1218 m/s .

Tabla 4. Valores del número de Grashof (Gr).

T_{en}	$q''(\text{W/m}^2)$		
	600	800	1000
298 K	5.22×10^{13}	6.98×10^{13}	8.7×10^{13}
308 K	4.35×10^{13}	5.80×10^{13}	7.26×10^{13}
318 K	3.66×10^{13}	4.87×10^{13}	6.09×10^{13}

Tabla 5. Valores del número de Reynolds (Re).

T_{en}	$U_{en}(\text{m/s})$		
	0.1	0.25	0.5
298 K	12804	32010	64020
308 K	12085	30211	60423
318 K	11429	28571	57143

La Figura 5 muestra el efecto del número de Reynolds sobre los patrones de flujo en la cavidad para $Gr=5.80 \times 10^{13}$ ($T_{en}=308 \text{ K}$ y $q''=800 \text{ W/m}^2$). El movimiento en general del fluido en la cavidad es muy parecido en los tres casos, el fluido entra por la parte inferior y asciende con mayor velocidad cerca de la

pared vertical izquierda, debido al calentamiento que produce el flujo de calor, y sale por la parte superior, los resultados se diferencian en las magnitudes de la velocidad con las que el fluido circula en la cavidad, siendo mayores cuando $Re=60423$. Los valores máximos de las líneas de corriente del fluido se encuentran entre 0.0651 kg/s cuando $Re=12085$ y 0.257 kg/s para $Re=60423$.

Campos de temperatura

En la Figura 6 se presentan los campos de temperatura (isotermas) en el interior de la cavidad para diferentes valores del número de Grashof: 4.35×10^{13} , 5.80×10^{13} y 7.26×10^{13} , manteniendo $Re=30211$ ($T_{en}=308 \text{ K}$ y $U_{en}=0.25 \text{ m/s}$). Los campos de temperatura muestran un incremento en la temperatura del fluido cercano a la pared vertical izquierda con el aumento del flujo de calor. Por otro lado, para los tres flujos de calor considerados, el fluido al moverse por interior de la cavidad va cediendo energía a la pared vertical derecha, por lo que va disminuyendo su temperatura debido a que el fluido se está calentando por el lado izquierdo y enfriando por el lado derecho de la cavidad, se forman gradientes de temperatura elevados cerca de la pared vertical izquierda.

En la Figura 7 se presentan los campos de temperatura (isotermas) en el interior de la cavidad para diferentes números de Reynolds: 12085, 30211 y 60423, manteniendo $Gr=5.80 \times 10^{13}$ ($T_{en}=308 \text{ K}$ y $q''=800 \text{ W/m}^2$). Se puede observar para todos los casos la presencia de capas límite térmicas delgadas en las paredes verticales, sin embargo al variar el número de Reynolds se modifica el campo de temperatura en la región central de la cavidad en forma

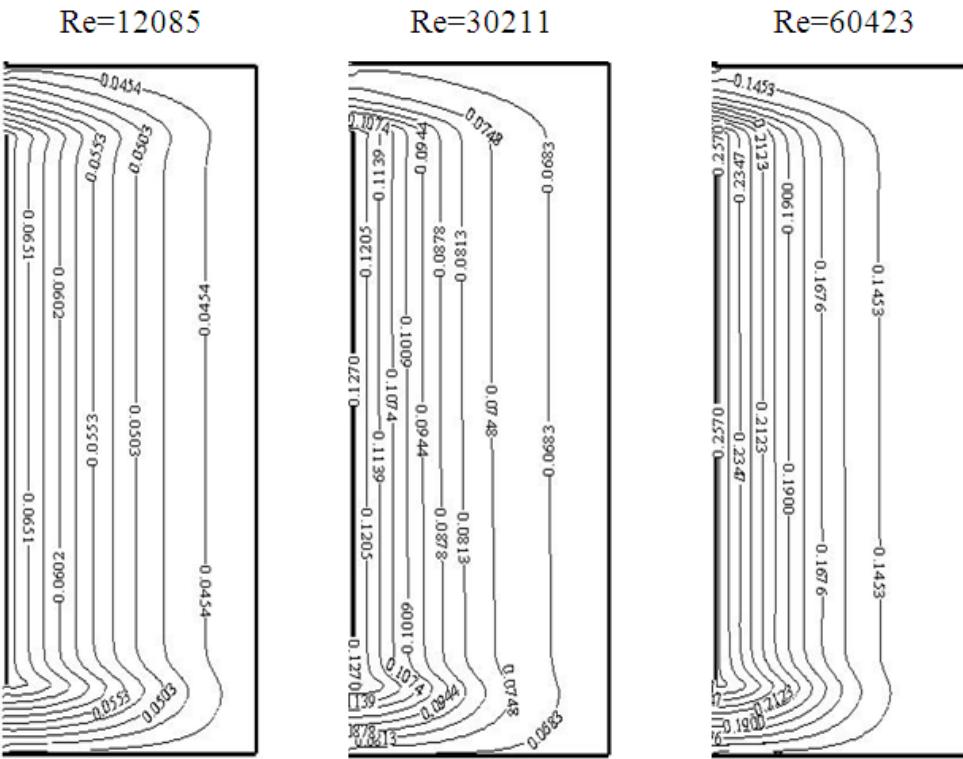


Figura 5. Efecto del número de Reynolds sobre las líneas de corriente en la cavidad ventilada ($Gr=5.80 \times 10^{13}$).

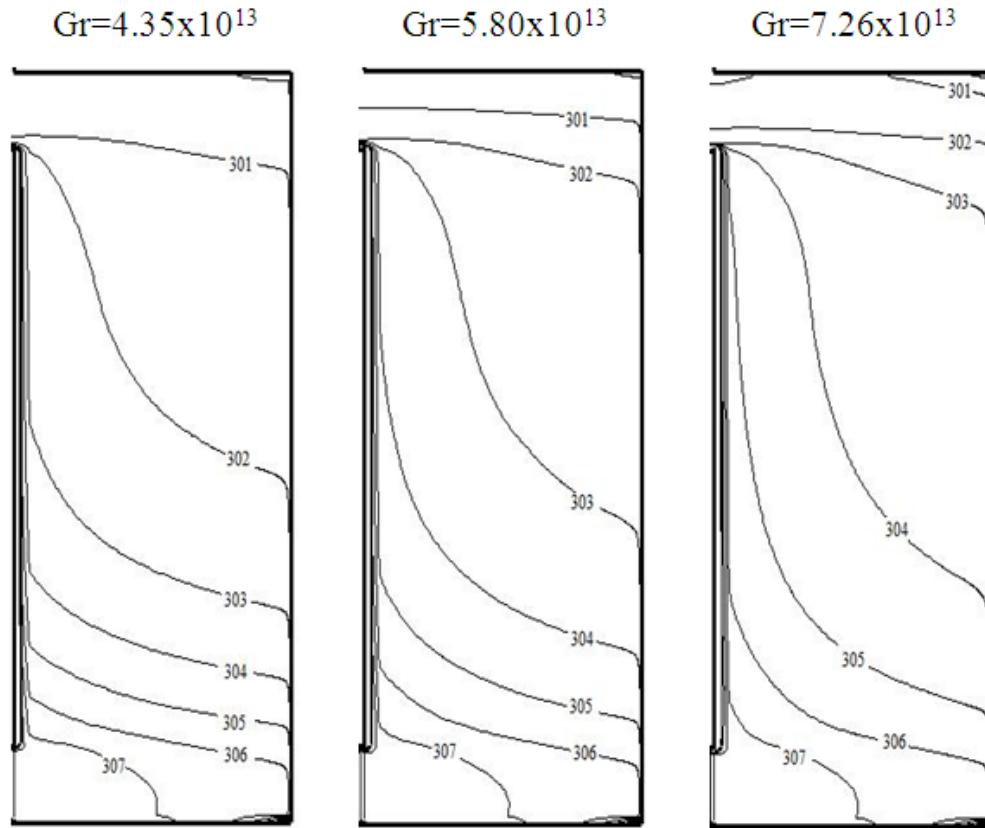


Figura 6. Efecto del número de Grashof sobre el campo de temperatura en la cavidad ventilada ($Re=30211$).

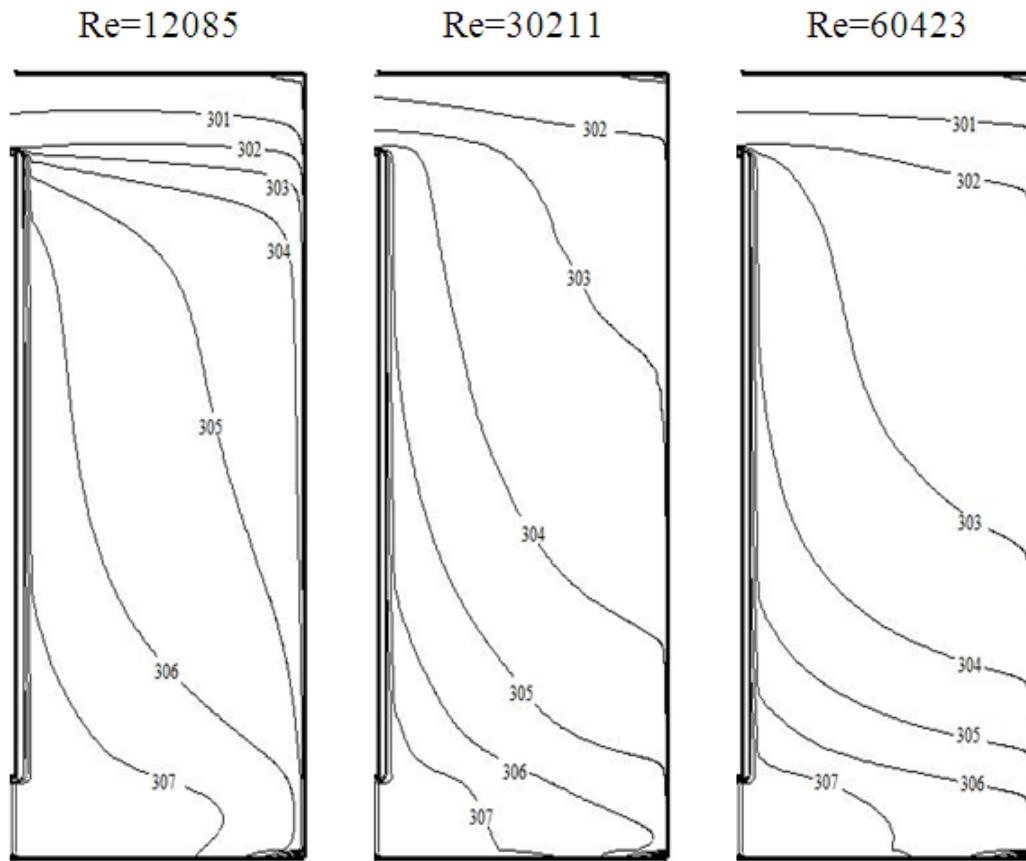


Figura 7. Efecto del número de Reynolds sobre el campo temperatura en la cavidad ventilada ($Gr=5.80 \times 10^{13}$).

apreciable, el flujo de calor que recibe la pared vertical izquierda calienta al fluido que se mueve cerca de la cavidad en una mayor proporción cuando el número de Reynolds es de 12085.

Transferencia de calor

En la Tabla 2, se muestran los valores del número de Nusselt promedio, máximo y mínimo calculados en la pared vertical derecha, así como los coeficientes convectivos promedio. Se aprecia una diferencia grande entre los valores máximo y mínimo del número de Nusselt, lo cual se puede explicar por los elevados gradientes de temperatura que se tienen en la parte inferior de la cavidad. Por otro lado, los valores del número de Nusselt promedio aumentan con el número de Reynolds para un valor dado del número de Grashof (excepto para los valores del número de Grashof correspondientes a $T_{en}=298$ K, en donde el valor más alto se presenta para el número de Reynolds intermedio). Si se consideran los valores del número de Reynolds correspondientes a la misma temperatura de entrada del fluido (debido a que el número de Grashof y el número de Reynolds varían con la temperatura de entrada del fluido), se aprecia un incremento del número de Nusselt promedio al aumentar el número de Grashof. Para la misma temperatura de entrada de fluido la variación en el número de Nusselt promedio con el número de Reynolds es mayor que al variar el número

de Grashof. Lo anterior, aún cuando para las condiciones estudiadas los valores del número de Richardson son bastante elevados, lo que indicaría que para estas condiciones la transferencia de calor es dominada por la convección natural.

En forma adicional se analizaron los resultados de la transferencia de calor en la cavidad alargada ventilada, definiendo la relación adimensional del flujo de calor en la pared izquierda ($\eta = \text{flujo de calor en la pared izquierda} / \text{flujo de calor en pared derecha}$).

A continuación se presenta a η como función de: la temperatura de entrada del fluido, la velocidad de entrada del fluido y el flujo de calor. En la Figura 8, se presenta el efecto de la temperatura de entrada del fluido sobre la relación η (para $U_{en}=0.25$ m/s). Se tienen valores entre 0.83 y 0.88 cuando la temperatura de entrada del aire es de 298 K, lo que indica que la ventilación con aire, extrae de la cavidad entre 17% y 12 % del calor recibido. Sin embargo, al aumentar la temperatura de entrada del fluido, los valores de la relación η se encuentran entre los intervalos: 1.47-1.93 para $T_{en}=308$ K y 1.51-2.10 para $T_{en}=318$ K, por lo que ahora la corriente de aire que entra a la cavidad incrementa entre 47 % y 110 % el calor que se transfiere por la pared derecha.

Tabla 6. Números de Nusselt y coeficientes convectivos promedio obtenidos para los valores considerados de los números de Grashof y Reynolds.

Gr	Re	Ri	\bar{Nu}	Nu_{max}	Nu_{min}	\bar{h} W/(m ² K)
3.66×10^{13}	11429	280198	4509.41	11880.25	11417.6	58.62
3.66×10^{13}	28571	44836	5896.96	14399.22	1450.16	76.66
3.66×10^{13}	57143	11209	6920.26	13273.33	2215.62	89.96
4.35×10^{13}	12085	12085	2647.32	4235.92	935.67	34.42
4.35×10^{13}	30211	30211	3882.72	7234.49	1385.85	50.48
4.35×10^{13}	60423	60423	4227.05	6751.62	1838.43	54.95
5.22×10^{13}	12804	12804	1597.89	2284.64	12.55	20.77
5.22×10^{13}	32010	32010	1776.14	2612.04	52.52	23.08
5.22×10^{13}	64020	64020	1378.48	2236.69	52.31	17.92
4.87×10^{13}	11429	11429	4208.71	8315.63	1102.88	54.71
4.87×10^{13}	28571	28571	6440.38	14408.20	1687.67	83.72
4.87×10^{13}	57143	57143	7373.64	13610.40	2786.03	95.85
5.80×10^{13}	12085	12085	3190.65	4272.13	1111.99	41.48
5.80×10^{13}	30211	30211	4433.20	7253.13	1698.74	57.63
5.80×10^{13}	60423	60423	4652.16	6843.60	2133.07	60.48
6.98×10^{13}	12804	12804	2133.86	3085.99	18.43	27.74
6.98×10^{13}	32010	32010	2218.34	3249.47	42.74	28.83
6.98×10^{13}	64020	64020	1787.07	2920.56	52.91	23.23
6.09×10^{13}	11429	11429	4757.05	8382.66	1284.44	61.84
6.09×10^{13}	28571	28571	6950.51	14419.28	1932.65	90.36
6.09×10^{13}	5714	57143	7790.18	13627.17	2946.99	101.36
7.26×10^{13}	12085	12085	3719.33	4220.06	1258.12	48.35
7.26×10^{13}	30211	30211	4932.14	7248.40	1889.28	64.12
7.26×10^{13}	60423	60423	5055.57	6738.89	2503.09	65.72
8.70×10^{13}	12804	12804	2674.69	3895.43	20.83	34.77
8.70×10^{13}	32010	32010	2781.26	4116.30	63.23	36.15
8.70×10^{13}	64020	64020	2159.10	3533.72	25.11	28.07

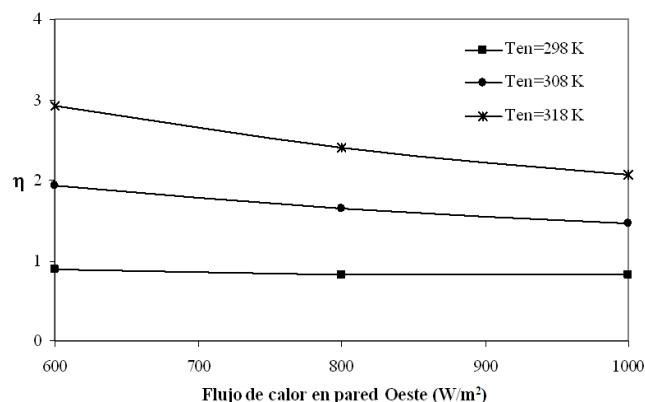


Figura 8. Efecto de la temperatura de entrada del fluido ($U_{en}=0.25$ m/s) sobre la relación η .

En la Figura 9, se presenta la variación de la relación η con la velocidad entrada de aire para una temperatura de entrada de aire de 298 K. En este caso, se observa que para una velocidad de entrada del aire es de 0.1 m/s, el valor de η se mantiene constante en 0.8; mientras que para una velocidad de entrada de 0.5 m/s, la relación η disminuye con el flujo de calor de 0.69 para $q''=600$ W/m² a 0.64 con $q''=1000$ W/m².

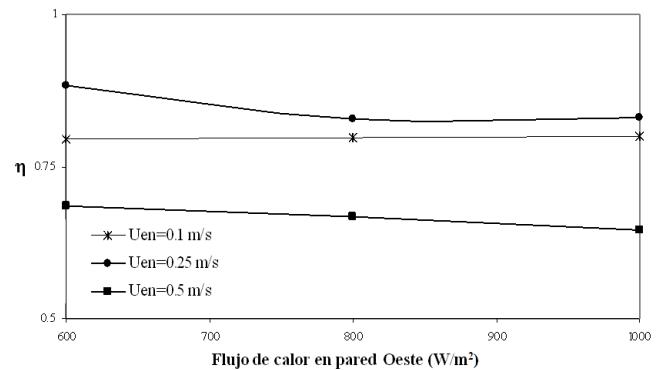


Figura 9. Efecto de la velocidad de entrada del fluido ($T_{en}=298$ K) sobre la relación η .

Finalmente, la Figura 10, muestra el cambio de η con el flujo de calor para una velocidad de entrada del fluido de 0.25 m/s. Se aprecia que η es prácticamente independiente del flujo de calor cuando la temperatura de entrada del fluido es de 298 K; mientras que al aumentar la temperatura de entrada del fluido η aumenta al reducir el flujo de calor. El aumento en η es más importante para $T_{en}=318$ K, en donde η se reduce de 1.93 ($q''=600$ W/m²) a 1.47 ($q''=1000$ W/m²).

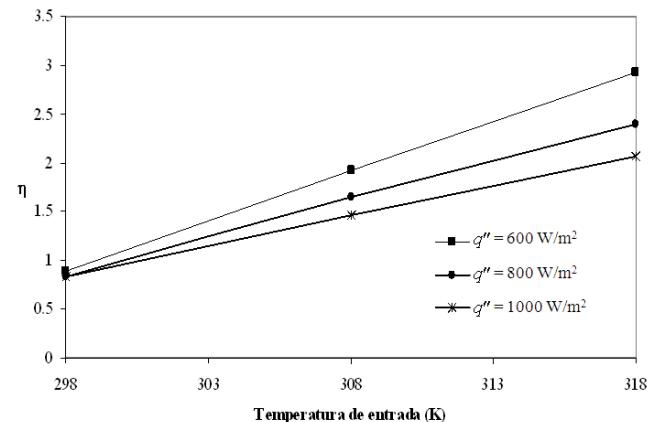


Figura 10. Efecto del flujo de calor sobre la relación η ($U_{en}=0.25$ m/s).

Conclusiones

A partir de los resultados obtenidos se pudo concluir lo siguiente:

1. El fluido entra por la parte inferior y asciende con mayor velocidad cerca de la pared vertical izquierda, debido al calentamiento que produce el flujo de calor, y sale por la parte superior. El patrón de flujo es insensible a la variación del número de Grashof y el número de Reynolds.

2. El patrón general del campo de temperatura en la cavidad ventilada indica que la pared vertical derecha sirve como sumidero de calor y enfriá al aire conforme se mueve por la cavidad, formando gradientes de temperatura elevados en las cercanías de las paredes verticales. Los campos de temperatura muestran un incremento en la temperatura del fluido cercano a la pared vertical izquierda con el aumento del número de Grashof.

3. Para la misma temperatura de entrada de fluido la variación en el número de Nusselt promedio con el número de Reynolds es mayor que al variar el número de Grashof.
4. Existe una diferencia considerable entre los valores máximo y mínimo del número de Nusselt debido a los elevados gradientes de temperatura que se tienen en la parte inferior de la pared isotérmica de la cavidad ventilada.

5. Los valores de la relación entre el calor recibido en la pared izquierda y el calor transferido por la pared derecha (η) se encuentran entre 0.83 y 0.88 cuando la temperatura de entrada del aire es de 298 K, lo que indica que la ventilación con aire, extrae de la cavidad entre 17% y 12 % del calor recibido en la pared izquierda. Al aumentar la temperatura de entrada del fluido, los valores de la relación η se encuentran entre los intervalos: 1.47-1.93 para $T_{en}=308$ K y 1.51-2.10 para $T_{en}=318$ K, por lo que ahora la corriente de aire que entra a la cavidad incrementa entre 47 % y 110 % el calor que se transfiere por la pared isotérmica.

Referencias.

Humphrey J.A.C., To, W.M., "Numerical simulation of buoyant turbulent flow: I. Free convection along a heated, vertical, flat plate. II. Free and mixed convection in a heated cavity", , vol. 29, pp. 573-610. 1986.

Simoneau, J.P., Draoui, A. and Allard, F. ``Problèmes posés par la convection mixte dans la climatisation de l'habitat: première approche en régime laminaire'', , No. 325, pp. 31-9, 1989.

Raji, A., Hasnaoui, M., "Mixed convection heat transfer in a rectangular cavity ventilated and heated from the side", , Part A, No. 33, pp. 533-48, 1998.

Raji, A. and Hasnaoui, M., "Corrélations en convection mixte dans des cavités ventilées", , vol. 37, pp. 874-84, 1998.

Perez-Segarra C.D., Oliva A., Costa M., Escanes F., "Numerical experiments in turbulent natural and mixed convection in internal flows", , vol. 5, pp. 13-33, 1995.

Wakitani S., "Flow patterns of natural convection in an air-filled vertical cavity", , vol. 10, pp. 1924-1928, 1998.

Zhu Z. J., Yang H. X., "Numerical investigation of transient laminar natural convection of air in a tall cavity", , vol. 39, pp. 579-587, 2003.

Manz H., "Numerical simulation of heat transfer by natural convection in cavities of facade elements", , vol. 35 pp. 305-311, 2003.

Zhou Y., Zhang R., Staroselsky I., Chen H., "Numerical simulation of laminar and turbulent buoyancy-driven flows using a lattice Boltzmann based algorithm", , vol. 47, pp. 4869-4879, 2004.

Xamán J., Álvarez G., Lira L., Estrada C., "Numerical study of heat transfer by laminar and turbulent natural convection in tall cavities of facade elements", , vol. 37, pp. 787-794, 2005.

Xamán J., Hinojosa J., Flores J., Cabanillas R., "Effect of the surface thermal radiation on turbulent natural convection in tall cavities of façade elements", , vol. 45, pp. 177-185, 2008.

Albets-Chico X., Oliva A., Perez-Segarra C. D., "Numerical experiments in turbulent natural convection using two-equation eddy-viscosity models", vol. 130, pp. 1-11, 2008.

Mootz F. y Bezman J., "Numerical study of a ventilated facade panel", , vol. 57, pp. 29-36, 1996.

Omri A. and Ben Nasrallah S., "Control volume finite element numerical simulation of mixed convection in an air-cooled cavity", Part A, vol. 36, pp. 615-637, 1999.

Manz H., "Total solar energy transmittance of glass double façades with free convection", , vol. 36, pp. 127-136, 2004.

Safer N., Woloszyn M., Roux J. J., "Three-dimensional simulation with a CFD tool of the airflow phenomena in single floor double-skin facade equipped with a venetian blind", , vol. 79, pp. 193-203, 2005.

Perez-Segarra C.D., Oliva A., Costa M., Escanes F., "Analysis of different RANS models applied to turbulent forced convection", , vol. 50, pp. 3749-3766, 2007.

Ince N. Z. y Launder B. E., "On the computation of buoyancy-driven turbulent flows in rectangular enclosures", , vol. 10, pp. 110-117, 1989.

Nielsen P., Specification of a two dimensional test case, Energy conservation in buildings and community system, Annex 20, Denmark (1990)

Van Leer B., "Towards the ultimate conservative difference scheme", , vol. 32, pp. 101-136, 1979.

Betts P. L. y Bokhari I. H., "Experiments on turbulent natural convection in an enclosed tall cavity", I, vol. 21, pp. 675-683, 2000.