



**UNIVERSIDAD DE SONORA
DIVISIÓN DE INGENIERÍA**

POSGRADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA

**ESTUDIO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y MASA
EN UNA CAVIDAD CON VENTILACIÓN**

TESIS

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

DOCTOR EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA

PRESENTA:

NORMA ALEJANDRA RODRÍGUEZ MUÑOZ

HERMOSILLO, SONORA

AGOSTO 2013

Universidad de Sonora

Repositorio Institucional UNISON



"El saber de mis hijos
hará mi grandeza"



Excepto si se señala otra cosa, la licencia del ítem se describe como openAccess

UNIVERSIDAD DE SONORA

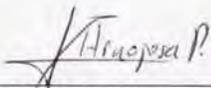
APROBACION DEL JURADO

de la tesis presentada por:

Norma Alejandra Rodríguez Muñoz

Esta tesis ha sido revisada por cada uno de los miembros del Jurado y por mayoría de votos la han encontrado satisfactoria.

11/Junio/2013
Fecha



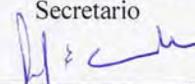
Dr. Jesús Fernando Hinojosa Palafox
Presidente

14/Jun/2013
Fecha



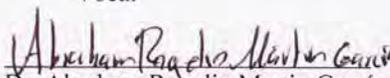
Dr. Manuel Pérez Tello
Secretario

13/Junio/2013
Fecha



Dr. Rafael Enrique Cabanillas López
Vocal

17/Junio/2013
Fecha



Dr. Abraham Rogelio Martín García
Vocal

Fecha

Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor
Sinodal Externo



"El saber de mis hijos
hará mi grandeza"

UNIVERSIDAD DE SONORA

DIVISIÓN DE INGENIERÍA

Posgrado en Ciencias de la Ingeniería: Ingeniería Química

UNIVERSIDAD DE SONORA

AUTORIZACION DEL EXAMEN DE GRADO

Por la presente se hace constar que la estudiante **NORMA ALEJANDRA RODRIGUEZ MUÑOZ** ha cumplido satisfactoriamente con los requisitos académicos correspondientes para la realización del Examen de Grado del programa de Doctorado en Ciencias de la Ingeniería, el cual presentará el día 9 de agosto de 2013 a las 12:00 horas, en la Sala Dr. Motomichi Inoue.

Para los fines que a la interesada convenga se extiende la presente a los dieciocho días del mes de junio de dos mil trece.

DR. FRANCISCO JAVIER ALMENDARIZ TAPIA
COORDINADOR
POSGRADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERIA



"EL SABER DE MIS HIJOS
HARÁ MI GRANDEZA"
POSGRADO EN CIENCIAS
DE LA INGENIERIA

C.c.p.- Expediente

Rosales y Blvd. Luis Encinas Edif. 5C Hermosillo, Sonora, México. C.P 83000
Tel. y Fax 01 (662) 259 21 07, Ext. 8107, 8359

RESUMEN

En este trabajo se estudió numérica y experimentalmente la transferencia de calor en cavidades ventiladas en régimen de flujo turbulento y estado permanente.

Se presentan los resultados numéricos y su comparación con resultados experimentales de una habitación a escala con dimensiones de 1.0 x 1.0 x 1.0 m donde la pared derecha recibe un flujo de calor constante y uniforme (q'') y la pared izquierda se mantiene a una temperatura constante ($T_c=298$ K). Las dimensiones de las entradas y salidas fueron de 0.08 m x 0.08 m, mientras que el aire entra a la cavidad con velocidades de 0.1 y 0.5 m/s. Los resultados de temperatura se presentan en forma de perfiles los cuales para el estado permanente; asimismo, se analizan los efectos del número de Rayleigh, número de Reynolds así como el efecto de variar la posición de la entrada del aire. Para la comparación de los resultados experimentales y numéricos se graficaron las diferencias porcentuales entre todos los perfiles de temperatura a las alturas y profundidades medidas. También se muestran los valores de temperaturas promedio en la pared caliente, pared fría y en las salidas de aire, con el porcentaje de diferencia y la diferencia en K entre la temperatura experimental medida y correspondiente numérica.

Se realizó el análisis de los resultados numéricos obtenidos para una habitación a escala real donde se estudió el movimiento del aire y la transferencia de calor por convección mixta y radiación térmica. Las dimensiones de la habitación fueron de 3.0 m x 2.5 m x 3.0 m, mientras que las aberturas fueron de $l_x=0.2$ m y $l_y=0.1$ m. Los resultados se obtuvieron aplicándose un flujo de calor sobre la pared derecha de 300 W/m², la emisividad de las paredes fue de 0.8, velocidad del aire en la entrada fue 0.5 m/s y temperatura de entrada del aire de 285 K, la cual es típica de sistemas de refrigeración. Se presentan resultados en forma de vectores y magnitudes de velocidad, campos de temperatura, así como un análisis detallado de la transferencia de calor. El análisis de la transferencia de calor se realizó en términos de los coeficientes convectivos promedio y

del número de Nusselt promedio en las paredes; además de un análisis detallado de la distribución del flujo de calor total y radiativo en la pared fría. Como consecuencia del análisis se encontró que los coeficientes convectivos promedio (h) no son suficientes para proporcionar una perspectiva completa del fenómeno de la transferencia de calor. Como consecuencia se encontró que para realizar un estudio completo y confiable es necesario considerar otros parámetros adicionales al coeficiente convectivo promedio (h). Es decir, realizar cálculos y análisis de la distribución del flujo de calor total y radiativo en las paredes, debido a que se ha encontrado en los estudios de habitaciones con ventilación aparecen flujos de calor totales y radiativos en dirección opuesta, lo que puede causar que el coeficientes promediados no sean representativos del fenómeno que está ocurriendo en las paredes.

Por último se realizó un estudio del movimiento del aire y la transferencia de calor en una habitación bidimensional ventilada con una fuente de calor y producción de CO₂. Se consideró la convección natural y forzada acoplada con el intercambio radiativo entre las paredes y la fuente de calor. Los resultados se obtuvieron para dos valores de emisividad: 0.0 y 0.8, dos velocidades de aire de 0.05 y 0.5 m/s, mientras que la temperatura de entrada del aire se consideró como $T_{en} = 298.15$ K (25°C). Con los parámetros estudiados se agruparon resultados en los siguientes cinco casos: 1) Transferencia de calor dominada por convección natural, 2) Convección forzada, 3) Convección mixta, 4) Convección natural con radiación térmica y 5) Convección mixta con radiación térmica. Se presentan los resultados en forma de patrones de flujo, campos de temperatura y de distribución de CO₂, así como un análisis detallado de la transferencia de calor en términos de números de Nusselt promedio, radiativos y convectivos promediados (\overline{Nu}_t , \overline{Nu}_r y \overline{Nu}_c). Se encontró que la concentración promedio de CO₂ es influenciada fuertemente por la convección forzada, produciéndose una disminución del 98% en el porcentaje del CO₂ en la habitación comparado cuando se considera la convección natural solamente.

ABSTRACT

In this work numerical and experimental results of heat and mass transfer in ventilated cavities were obtained. First, the experimental results and their comparison with numerical results of a scaled room are presented. The dimensions of the room were 1.0 x 1.0 x 1.0 m, the inlet and outlet dimensions were of 0.08 m x 0.08 m and the air velocity at the inlet was set to of 0.1 and 0.5 m/s. The right wall receives an uniform and constant heat flux (q'') and the left wall was maintained at a constant temperature ($T_c=298$ K). The results were presented as temperature profiles which were obtained until the steady state is achieved. The effects of varying the Rayleigh and Reynolds number were analyzed as well as the variation of the position of the air inlet. For the comparison with the numerical results, the percentage differences between the temperature profiles at different heights and depths were analyzed. In the form of tables were presented the results of the mean temperatures of heated wall, cold wall, air outlets of the experimental set up and the simulated temperatures.

Numerical results for a real scale room were obtained to study the air motion and the heat transfer due to mixed convection and thermal radiation. The dimensions of the room were of 3.0 x 2.5 m x 3.0 m, the openings were of $l_x=0.2$ m and $l_y=0.1$ m. The results were obtained applying a heat flux of 300 W/m^2 on the right wall; the emissivity value of the walls was 0.8, the air velocity on the inlet was 0.5 m/s and an inlet air temperature 285 K. The results were presented in the form of velocity vectors and velocity magnitude fields, temperature fields and a detailed analysis of the heat transfer. As a result of the heat transfer analysis it was found that the mean convective coefficients (h) were not enough to provide a complete perspective of the heat transfer phenomena in this system. In order to perform a complete and reliable study is necessary to consider additional parameters to the mean convective coefficients (h). Namely, to perform calculations as well as an analysis of the radiative and total heat flux on the

walls. In several numerical heat transfer studies on ventilated rooms were found that total and radiative heat fluxes have opposite direction, therefore the mean convective coefficients are not representative of the heat transfer phenomena happening on the walls.

A numerical study of the air motion and the heat transfer in a two-dimensional ventilated room with a heat source and CO₂ production was presented. The natural and forced convection together with the radiative interchange between the walls and the heat source was considered. The results were obtained for two emissivity values: 0.0 and 0.8, two air velocity at the inlet (0.05 and 0.5 m/s), meanwhile the air temperature at the inlet was $T_{in}=298.15$ K (25°C). With the studied parameters, the results were grouped in five cases: 1) Heat transfer dominated by natural convection, 2) Forced convection, 3) Natural and forced convection, 4) Natural convection with thermal radiation and 5) Natural and forced convection with thermal radiation. The results were presented in the form of flow patterns, temperature and CO₂ distribution fields as well as a detailed analysis of the heat transfer in terms of mean, radiative and convective Nusselt numbers (\overline{Nu}_t , \overline{Nu}_r and \overline{Nu}_c). It was found that the CO₂ concentration is strongly influenced by the forced convection, producing a 98 % concentration decrease on the CO₂ inside the room, compared with the results of natural convection.

TABLA DE CONTENIDO

	Página
RESUMEN	iv
ABSTRACT	vi
LISTA DE FIGURAS	xii
LISTA DE TABLAS	xvii
NOMENCLATURA	xviii
AGRADECIMIENTOS	xxi
1 INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	1
1.1 Introducción	1
1.2 Objetivos	3
2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	4
2.1 Transferencia de calor en habitaciones ventiladas sin contaminantes.	
2.2 Transferencia de calor en habitaciones ventiladas considerando contaminantes.	18
3 METODOLOGÍA	24
3.1 Descripción del problema físico.	25
3.1.1 Cavidad ventilada a escala.	25
3.1.2 Cavidad ventilada a escala real.	27
3.1.3 Cavidad ventilada con producción de CO ₂ por respiración humana.	30
3.2 Modelo matemático y condiciones frontera.	32
3.2.1 Modelo matemático.	32
3.2.2 Condiciones de frontera.	36
3.2.2.1 Cavidad ventilada sin transferencia de masa (CO ₂).	36

3.2.2.2	Cavidad ventilada con transferencia de masa (CO ₂).	38
3.3	Solución del modelo matemático e independencia de malla..	43
3.3.1	Método de volumen finito.	43
3.3.2	Independencia de malla	45
3.4	Sistema experimental.	47
3.4.1	Gabinete de prueba.	47
3.4.2	Paredes aisladas térmicamente.	47
3.4.3	Sistema de enfriamiento.	47
3.4.4	Sistema de suministro de calor	48
3.4.5	Sistema de sensores de temperatura y sistema de adquisición de datos	48
3.4.6	Sistema de ventilación.	53
3.5	Procedimiento y procesamiento de datos experimentales.	54
3.5.1	Procedimiento experimental.	54
3.5.2	Procesamiento de datos.	57
4	RESULTADOS	64
4.1	Análisis de resultados experimentales.	64
4.1.1	Análisis de la transferencia de calor en cavidad ventilada experimental a escala.	64
4.1.1.1	Efecto del número de Rayleigh.	64
4.1.1.2	Efecto del número de Reynolds.	70
4.1.1.3	Efecto de posiciones de entrada y salida de aire.	75
4.1.2	Comparación de resultados numéricos y experimentales.	78
4.1.2.1	Perfiles de temperatura.	78
4.1.2.2	Coefficientes de transferencia de calor.	89
4.2	Análisis de resultados numéricos.	92
4.2.1	Análisis de la transferencia de calor en la Configuración 1.	92

4.2.1.1	Patrón de flujo.	92
4.2.1.2	Campos de temperatura.	100
4.2.1.3	Distribución de temperatura y número de Nusselt en la pared con flujo de calor.	104
4.2.2	Análisis de la transferencia de calor en la Configuración 2.	106
4.2.2.1	Patrón de flujo.	106
4.2.2.2	Campos de temperatura.	113
4.2.2.3	Distribución de temperatura y número de Nusselt en la pared con flujo de calor.	119
4.3	Correlaciones del número de Nusselt.	124
4.4	Cavidad ventilada a escala real.	128
4.4.1	Vectores de velocidad.	128
4.4.2	Campos de temperatura.	129
4.4.3	Análisis de la transferencia de calor.	132
4.4.4	Parámetros de confort.	136
4.5	Cavidad ventilada con transferencia de masa (CO ₂).	140
4.5.1	Transferencia de calor dominada por convección natural. (Caso 1).	141
4.5.2	Convección forzada (Caso 2).	143
4.5.3	Convección mixta (Caso 3).	145
4.5.4	Convección natural y radiación térmica (Caso 4).	147
4.5.5	Convección mixta con radiación térmica (Caso 5).	149
4.5.6	Análisis de la transferencia de calor.	151
5	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	152
5.1	Cavidad ventilada a escala.	152
5.2	Cavidad a escala real.	153
5.3	Cavidad ventilada con transferencia de masa (CO ₂).	154

5.4	Recomendaciones.	154
6	BIBLIOGRAFÍA	156
7	ANEXOS	162
7.1	Numerical study of airflow and heat transfer in an air-cooled room with different inlet positions.	163
7.2	Numerical study of heat transfer by convection and thermal radiation in a ventilated room with human heat generation and CO ₂ production.	164

LISTA DE FIGURAS

Figura	Página
3.1 Esquema de la cavidad ventilada a escala.	26
3.2 Esquema de la cavidad ventilada escala real: a) Entrada por el techo, b) Entrada por sección inferior, c) Entrada por sección superior.	28
3.3 Efectividad de la distribución de la temperatura (ε_T) ($Ra=1.07 \times 10^{12}$) para la cavidad ventilada a escala real.	29
3.4 Esquema de la cavidad ventilada con producción de CO_2 por respiración humana.	31
3.5 Prototipo experimental.	50
3.6 Intercambiador de calor.	50
3.7 Sistema de baño termostático.	51
3.8 Suministro de energía eléctrica y resistencia eléctrica.	51
3.9 Perfiles de temperatura: a) cerca de pared fría y b) cerca de pared caliente.	52
3.10 Disposición de termopares en el plano xy. $z=0.50$ m	53
3.11 Sistema de ventilación. a) Pared ventilada y b) Ductos de entrada del aire.	55
3.12 Mediciones de temperatura a través del experimento (12 horas) $y=0.50$ m y $z=0.50$ m.	59
3.13 Mediciones de temperatura a través del experimento (12 horas) a) Entrada del aire y b) Pared caliente.	60
3.14 Mediciones de temperatura promediadas (3 horas) a) Entrada del aire y b) Pared caliente.	61
3.15 Mediciones de temperatura en el interior de la cavidad. $y=0.5$ Configuración 1, velocidad de entrada del aire 0.5 m/s y flujo de calor	

de 125 W/m ² . a) z=0.50 m b) z=0.75 m.	62
3.16 Mediciones de temperatura en el interior de la cavidad. Configuración 1, velocidad de entrada del aire 0.5 m/s y flujo de calor de 125 W/m ² . a) .y=0.25 m y b) y=0.90 m.	63
4.1a Variación de los perfiles de temperatura con número de Rayleigh, con respecto al eje y (Configuración 1 y Re=2500).	65
4.1b Variación de los perfiles de temperatura con número de Rayleigh, con respecto al eje z (Configuración 1 y Re=2500).	66
4.2a Variación de los perfiles de temperatura con número de Rayleigh, con respecto al eje y (Configuración 2 y Re=2500).	68
4.2b Variación de los perfiles de temperatura con número de Rayleigh, con respecto al eje z (Configuración 2 y Re=2500).	69
4.3a Variación de los perfiles de temperatura con el número de Reynolds, con respecto al eje y (Configuración 1 y Ra=4.50x10 ⁸).	71
4.3b Variación de los perfiles de temperatura con el número de Reynolds, con respecto al eje z (Configuración 1 y Ra=4.50x10 ⁸).	72
4.4a. Variación de los perfiles de temperatura con el número de Reynolds, con respecto al eje y (Configuración 2 y Ra=4.50x10 ⁸).	73
4.4b. Variación de los perfiles de temperatura con el número de Reynolds, con respecto al eje z (Configuración 2 y Ra=4.50x10 ⁸).	74
4.5a Variación de los perfiles de temperatura con las posiciones de entrada del aire con respecto al eje y (Re=2500 y Ra=2.70x10 ⁸).	76
4.5b Variación de los perfiles de temperatura con las posiciones de entrada del aire con respecto al eje z (Re=2500 y Ra=2.70x10 ⁸).	77
4.6a Variación de los perfiles de temperatura con las posiciones de entrada del aire con respecto al eje y (Re=2500 y Ra=4.50x10 ⁸).	79
4.6b Variación de los perfiles de temperatura con las posiciones de entrada del aire con respecto al eje z (Re=2500 y Ra=4.50x10 ⁸).	80
4.7a Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales con respecto al eje y para la Configuración 1	

	(Re=2500 y Ra=4.50x10 ⁸).	81
4.7b	Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales con respecto al eje z para la Configuración 1 (Re=2500 y Ra=4.50x10 ⁸).	82
4.8a	Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales con respecto al eje y para la Configuración 2 (Re=2500 y Ra=4.50x10 ⁸).	84
4.8b	Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales con respecto al eje z para la Configuración 2 (Re=2500 y Ra=4.50x10 ⁸).	85
4.9	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura numéricos y experimentales en la Configuración 1 (Re=2500) para: a) Ra=2.70x10 ⁸ y b) Ra=4.50x10 ⁸ .	87
4.10	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura numéricos y experimentales en la Configuración 2 (Re=2500) para: a) Ra=2.70x10 ⁸ y b) Ra=4.50x10 ⁸ .	88
4.11	Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 1 (Ra=4.50x10 ⁸ y Re=500).	94
4.12	Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 1 (Ra=2.70x10 ⁸ y Re=500).	97
4.13	Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 1 (Ra=4.50x10 ⁸ y Re=2500).	99
4.14	Campo de temperatura de la Configuración 1 considerando Ra=4.50x10 ⁸ y Re=500.	101
4.15	Campo de temperatura de la Configuración 1 considerando Ra=2.70x10 ⁸ y Re=2500.	103
4.16	Campo de temperatura de la Configuración 1 considerando Ra=4.50x10 ⁸ y Re=2500.	105
4.17	Distribuciones de temperatura (izquierda) y número de Nusselt (derecha) en la pared caliente (Re=500), considerando:	

	a) $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.	107
4.18	Distribuciones de temperatura (izquierda) y número de Nusselt (derecha) en la pared caliente ($Re=2500$), considerando:	108
	a) $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.	
4.19	Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 2 ($Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=500$).	110
4.20	Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 2 ($Ra=2.70 \times 10^8$ y $Re=2500$).	112
4.21	Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 2 ($Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=2500$).	114
4.22	Campos de temperatura de la Configuración 2 considerando $Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=500$.	116
4.23	Campos de temperatura para la Configuración 2 considerando $Ra=2.70 \times 10^8$ y $Re=2500$.	118
4.24	Campos de temperatura para la Configuración 2 considerando $Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=2500$.	120
4.25	Distribuciones de temperatura (izquierda) y número de Nusselt (derecha) en la pared caliente ($Re=500$), considerando:	
	a) $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.	122
4.26	Distribuciones de temperatura (izquierda) y número de Nusselt (derecha) en la pared caliente ($Re=2500$), considerando:	
	a) $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.	123
4.27	Presentación gráfica de los datos de la Tabla 4.4, correspondientes al número de Nusselt en la cavidad ventilada (Configuración 1).	126
4.28	Presentación gráfica de los datos de la Tabla 4.4, correspondientes al número de Nusselt en la cavidad ventilada (Configuración 2).	127
4.29	Vectores de velocidad.	130
4.30	Contornos de magnitud de velocidad (m/s).	131
4.31	Campos de temperatura (K).	133
4.32	Transferencia de calor en la pared fría. ($x=0$) a) Flujo total (W/m^2) y b)	

Flujo radiativo (W/m^2).	134
4.33 Transferencia de calor dominada por la convección natural:	
a) Patrón de flujo, b) Campo de temperatura y c) Distribución de CO_2 .	142
4.32 Transferencia de calor por convección forzada: a) Patrón de flujo,	
b) Campo de temperatura y c) Distribución de CO_2 .	144
4.33 Convección natural y forzada: a) Patrón de flujo, b) Campo de	
temperatura y c) Distribución de CO_2 .	146
4.34 Convección natural con radiación térmica: a) Patrón de flujo,	
b) Campo de temperatura y c) Distribución de CO_2 .	148
4.35 Convección natural y forzada con radiación térmica: a) Patrón de flujo,	150
b) Campo de temperatura y c) Distribución de CO_2 .	

LISTA DE TABLAS

Tabla		Página
3.1	Posiciones de entradas y salidas, cavidad ventilada a escala real.	26
3.2	Posiciones de entrada y salida de la cavidad ventilada a escala real.	29
3.3	Estudio de independencia de malla para la cavidad ventilada.	46
3.4	Estudio de independencia de malla para la cavidad ventilada con transferencia de masa.	46
4.1	Temperaturas promedio ($Re=2500$).	90
4.2	Coefficientes de transferencia de calor y números de Nusselt.	91
4.3	Coefficientes para las correlaciones del Número de Nusselt.	124
4.4	Valores del número de Nusselt promedio para la cavidad ventilada.	125
4.5	Coefficientes de transferencia de calor.	135
4.6	Temperaturas máximas, promedio y en la salida de la habitación.	137
4.7	Temperaturas locales ($^{\circ}C$) al interior de la habitación ($x=1.5$ m y $z=1.5$ m).	137
4.8	Magnitudes de velocidades locales (m/s) al interior de la habitación ($x=1.5$ m y $z=1.5$ m).	139
4.9	Casos considerados para el estudio paramétrico.	140
4.10	Números de Nusselt promedio.	151

NOMENCLATURA

C_{CO_2-en}	Concentración de CO ₂ en la entrada, moles/m ³
C_p	Calor específico, J/kg·K.
D_{AB}	Difusividad, m ² s
$D_{t,A}$	Difusividad turbulenta, m ² s
g	Gravedad, m/s ²
G_{kt}	Generación de la energía cinética turbulenta, m ² /s ³
Gr	Número de Grashof, $Gr=g \beta q''H^4/\alpha^2\lambda$, adimensional
h	Coefficiente local de transferencia convectiva, W/m ² K
$I_{b\eta}$	Intensidad de cuerpo negro, W/m ² s
I_η	Intensidad de la radiación, W/m ² s
k_η	Absortividad, W/m ² s
k_t	Energía cinética turbulenta, m ² /s ²
$k_{t,en}$	Energía cinética turbulenta en la entrada, m ² /s ²
l_x	Longitud de la entrada de aire, m
l_y	Altura de la entrada de aire, m
L_x	Longitud de la cavidad, m
L_y	Altura de la cavidad, m
L_z	Profundidad de la cavidad, m
Nu	Número de Nusselt, adimensional
\overline{Nu}_c	Numero de Nusselt convectivo, $\overline{Nu}_c = \overline{h} L/k$, adimensional
\overline{Nu}_r	Numero de Nusselt radiativo, adimensional
\overline{Nu}_t	Numero de Nusselt total, $\overline{Nu}_t = \overline{Nu}_c + \overline{Nu}_r$, adimensional
\overline{p}	Presión promediada en el tiempo, Pa
P_{kt}	Producción de la energía cinética turbulenta, m ² /s ³
Pr	Número de Prandtl, adimensional
q''	Flujo de calor en la pared caliente, W/m ²
Ra	Número de Rayleigh, $Ra=g \beta \Delta TL^3/\nu \lambda$, adimensional

Re	Número de Reynolds, $Re = U_{en}H/\nu$, adimensional
Ri	Número de Richardson, $Ri = Gr/Re^2$, adimensional
s	Longitud de trayectoria geométrica,
Sc_t	Número de Schmidt turbulento, adimensional
\hat{s}	Dirección propagación, m
\hat{s}_i	Vector unitario en una dirección dada, adimensional
T	Temperatura del fluido, K
\bar{T}	Temperatura promediada en el tiempo, K
T_c	Temperatura de la pared fría, K
T_h	Temperatura de la pared caliente, K
T_{en}	Temperatura en la entrada, K
T_{prom}	Temperatura promedio, K
\bar{u}_i	Velocidad promediada en el tiempo en la dirección i , m/s
U_{en}	Velocidad de entrada del aire, m/s
x_i, x_j	Coordenadas del sistema, ($i = x, y, z$)

Letras griegas

α	Difusividad térmica, m^2/s
β	Coefficiente de expansión térmica, $1/K$
β_η	Coefficiente de extinción, adimensional
ε	Emisividad, adimensional
$\varepsilon_{t,en}$	Disipación de la energía cinética turbulenta en la entrada, m^2/s^3
ε_t	Disipación de la energía cinética turbulenta, m^2/s^3
ε_T	Efectividad de la distribución de la temperatura, adimensional
λ	Conductividad térmica, $W/m K$
μ	Viscosidad, $kg/m s$
μ_t	Viscosidad turbulenta, $kg/m s$

Ω_i	Ángulo sólido, sr
ρ	Densidad, kg/m ³
σ_T	Número de Prandtl turbulento, adimensional
σ_ε	Número de Prandtl turbulento, adimensional
$\sigma_{s\eta}$	Coefficiente de dispersión, adimensional
ν	Viscosidad cinemática, m ² /s

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción

Como consecuencia del crecimiento de la población mundial y a que se busca elevar los estándares de vida esto ha incrementado de manera importante el uso de la energía. Convirtiéndose en un problema particularmente agudo en el área de vivienda y edificios. Se tienen cifras que aproximadamente el 40% del consumo de energía en la Unión Europea y 46% de la energía utilizada en EUA es para para climatización artificial; además en países miembros de la OCDE éste consumo se encuentra entre 15 y 25% [1]. Por otro lado aproximadamente el 80 % de la demanda mundial de energía se obtiene a partir de combustibles fósiles, la producción de CO₂ por la combustión de petróleo, carbón y gas natural es una de las principales fuentes de contaminación de la atmósfera. De acuerdo al Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático (IPCC), en su documento técnico sobre cambio climático y biodiversidad, han establecido que las emisiones de gases de invernadero han comprometido cierto grado de cambio climático en la tierra para el siglo XXI [2]. Por lo tanto, la reducción del consumo de energía debido al enfriamiento y calentamiento de las edificaciones constituye una medida importante para reducir la dependencia energética y disminuir las emisiones. Existe un énfasis en reducir el consumo de energía originado por la conciencia ambiental lo cual ha motivado a investigadores y diseñadores para considerar el incluir nuevos estándares y normas que reflejen la importancia de la ventilación y la calidad del aire en el interior de edificaciones [3].

El clima es determinante en el consumo de energía en viviendas y edificios. Una parte importante del consumo energético en edificaciones proviene de regiones con clima cálido-seco también llamado desértico, el cual se caracteriza por una precipitación inferior a los 400 mm al año y una temperatura media anual de entre 18 °C y 26 °C. En

este tipo de clima existe una gran variación de la temperatura entre la noche y el día (por ejemplo en el desierto de Altar, en Sonora, esta variación puede llegar a ser de hasta 40°C). Los diseños de edificios y viviendas actuales requieren para lograr condiciones de confort, de la utilización de sistemas de climatización artificial, lo que explica los elevados consumos de electricidad.

Por otro lado la búsqueda de disminuir el consumo de energía para proporcionar condiciones de confort térmico en viviendas y edificios ha propiciado que actualmente se construyan edificios cada vez más herméticos, reduciendo el volumen de aire de ventilación, se utilizan más productos y materiales para aislar los edificios térmicamente, se multiplica y diversifica el número de productos químicos y materiales sintéticos utilizados y gradualmente se pierde el control del ambiente en el interior. Todo ello se traduce en un ambiente contaminado. Se sabe entonces que si el ambiente en el que viven los ocupantes de un edificio no es el adecuado puede llegar a perjudicarles la salud, el rendimiento en la realización de tareas disminuirá inevitablemente y en general, les afectará negativamente tanto en sus sensaciones fisiológicas como psicológicas [4].

El conocimiento del movimiento del aire en cuartos ventilados es esencial en el diseño de sistemas de ventilación, en el cual el objetivo es crear un clima aceptable en donde prevalezca una distribución adecuada de velocidad, temperatura y concentración de contaminantes. El proceso de crear un buen microclima interior puede ser dividido básicamente en dos categorías: ventilación para obtener una buena calidad del aire y calentamiento o enfriamiento para lograr confort térmico, el objetivo de este estudio está dirigido a ambos, es decir a la calidad del aire y confort térmico.

Para conocer la interacción edificación-clima, se recurre a estudios teóricos donde una estrategia es modelar teóricamente una habitación, la cual es representada por medio de una cavidad. Con la modelación se puede predecir lo que ocurrirá en el sistema. Para poder realizar esta modelación hay que definir el modelo matemático; sin embargo, es

difícil, y algunas veces prácticamente imposible resolver estos modelos analíticamente. Por lo que se recurre a los métodos numéricos para la resolución del sistema de ecuaciones diferenciales.

En este trabajo se realizó un estudio numérico y experimental de la transferencia de calor en habitaciones, las cuales fueron modeladas como cavidades ventiladas. Existen pocos trabajos que se enfocan sobre el estudio de la transferencia de calor por convección natural y forzada acoplada con la radiación térmica en cavidades con un flujo de aire entrante. Además se realizó un análisis numérico de la transferencia de calor y de la distribución de CO₂ en una habitación ventilada con un ser humano como fuente de contaminante y de calor.

1.2 Objetivos

Estudiar teórica y experimentalmente la transferencia de calor y de masa en una cavidad ventilada en régimen de flujo turbulento y estado permanente.

1. Estudiar teóricamente la transferencia de calor (convección mixta y radiación) en una cavidad ventilada con régimen de flujo turbulento.
2. Estudiar teóricamente la transferencia de calor conjugada (convección mixta y radiación) y la transferencia de masa (dióxido de carbono) en una cavidad ventilada con régimen de flujo turbulento.
3. Estudiar experimentalmente la transferencia de calor por convección mixta en una cavidad ventilada.
4. Analizar la transferencia de calor en función de números adimensionales.

CAPÍTULO 2

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

En la literatura especializada, existen varios trabajos que presentan resultados de la transferencia de calor en cavidades rectangulares ventiladas. La mayoría de los artículos son numéricos (26), de éstos, 15 son bidimensionales en cavidad rectangular, 5 en una cavidad bidimensional cuadrada y 6 con una configuración de cavidad tridimensional rectangular. Los trabajos que se muestran en este capítulo, son estudios de movimiento de aire en habitaciones ventiladas los cuales se dividieron en dos secciones: a) sin contaminantes y b) con contaminantes. A continuación, se presenta una breve descripción de los estudios numéricos y experimentales donde se estudia la transferencia de calor conjugada y de masa.

2.1 Transferencia de calor en habitaciones ventiladas sin contaminantes.

E. Yu y Y. Joshi [5] llevaron a cabo un estudio tridimensional de la convección natural en régimen laminar en cavidades ventiladas con una fuente de calor discreta la cual simula un componente electrónico. Los resultados se obtuvieron para números de Rayleigh de 10^4 - 10^6 , así como diferentes posiciones de la ventilación. El dominio computacional fue extendido en las direcciones (x, y, z). Se encontró que las posiciones de la ventilación afectan significativamente el patrón de flujo y de temperatura; siendo la mejor configuración para la entrada del aire en la parte superior de la pared derecha, la cual provee un máximo enfriamiento para éste estudio. El tamaño de la ventila tiene influencia sobre la convección natural y el número de Nusselt promedio para $Ra=10^6$ es 2.5 veces más grande que para $Ra=10^4$.

A. Raji y M. Hasnaoui [6], estudiaron la transferencia de calor por convección mixta en una cavidad ventilada sujeta a un flujo de calor uniforme. Se utilizaron las ecuaciones de Navier-Stokes con la aproximación de Boussinesq, discretizándose por el método de diferencias finitas. Se estudiaron varios campos de flujo y de temperatura, así como

diferentes tasas de transferencia de calor para diferentes valores de números de Rayleigh y de Reynolds. El modelo propuesto se resolvió con rangos de $10^3 \leq Ra \leq 5 \times 10^6$ y $5 \leq Re \leq 5000$. La configuración del sistema consiste de una cavidad calentada por un lado con un flujo de calor constante que es sometida a un flujo de aire frío desde el fondo de la pared calentada, donde el fluido sale de la cavidad por la parte superior (BT) o por el fondo (BB), mientras que, la altura relativa de las aberturas se mantiene constante ($B=h'/H'=1/4$). Se analizaron los efectos de éstos parámetros sobre la transferencia de calor y el flujo del fluido, se propusieron correlaciones, considerando al aire como fluido de trabajo. ($Pr=0.72$). El estudio numérico muestra que para un número dado de Rayleigh, las temperaturas media y máxima (para las dos diferentes configuraciones) disminuye con el número de Reynolds excepto en el rango entre Re_m (Re_m =convección mixta) y Re_f (Re_f =convección forzada) donde se observa un incremento pequeño. Como conclusión se obtiene que la configuración BB no es útil para la remoción del calor, debido a que ésta lleva a valores más altos de la temperatura media.

J. Costa, *et al.* [7], reportaron mediciones de los campos de velocidad y de temperatura en la parte transversal de una cavidad con dimensiones de 1 x 1 m. Se probaron ocho modelos de turbulencia k- ϵ de bajo número de Reynolds, así como una versión simplificada del modelo de doble capa de Chieng y Launder. Se prestó especial atención a las cantidades medias y turbulentas a través de los flujos y a la evaluación de la transferencia de calor en la pared. La malla computacional no uniforme utilizada fue de 70x70. El modelo de Nagano e Hishida dio buenos resultados, los cuales fueron mejorados con dos modificaciones posteriores. La cavidad experimental tiene dimensiones de 1040 x 1040 x 700 mm, con una entrada de 20 mm y salida de 24 mm. Las mediciones de velocidad se realizaron por medio de anemometría laser doppler (LDA) y de temperatura con termopares tipo K (25 μ m). Se encontró que, particularmente en el dominio con los chorros de aire en la pared, el modelo de bajo número de Reynolds de Jones y Launder, y la extensión de Launder y Sharma, produce niveles muy altos de energía turbulenta en la región de la capa límite. Por el otro lado, los modelos de Myong y Kasagi, Nagano y Takawa y el de Lam y Bremhorst, en ese

orden, subestiman los valores del flujo de calor en la pared. El modelo de Nagano y Hishida, dio el mejor acercamiento a los datos experimentales para la configuración estudiada.

J. Costa, *et al.* [8], estudiaron numéricamente en una cavidad bidimensional el movimiento generado por dos flujos de entrada, en un rango amplio de tasas de suministro de aire. Se estudió el modelo de turbulencia de Nagano e Hishida implementándose en un código numérico basado en volumen finito. Las dimensiones de la cavidad son: relación de aspecto $L/H=1$ y la altura $H=1.04$ m, se varió la relación de aspecto L/H de 1 a 4 y el tamaño de las entradas (d/H) de 0.01 a 0.1. La velocidad de entrada fue de 0.14 m/s con un número de Reynolds de 373. Los resultados de un estudio paramétrico extensivo se discuten y las conclusiones a las que se llegó son acerca de las influencias de la relación de aspecto de la habitación, las entradas de aire, las temperaturas de las paredes y la relación ventilación/calefacción y la velocidad máxima en el flujo de retorno. Se tiene evidencia de que los requerimientos de ventilación en edificaciones no industriales incluyen flujos que se encuentran dentro de un régimen de convección mixta, donde ocurren grandes cambios del patrón de flujo. Se da gran importancia a las condiciones paramétricas asociadas con el flujo de retorno, una situación que puede comprometer el confort térmico seriamente.

K. Papakonstantinou, *et al.* [9], realizan una predicción numérica de velocidades y temperaturas del aire dentro de edificaciones ventiladas. El trabajo se enfoca en los procesos físicos que gobiernan los movimientos del aire en casos de ventilación por una sola cara. La habitación tiene dimensiones de 2.76 m x 2.75 m x 5m, donde se estudiaron tres diferentes configuraciones y se variaron los sombreados sobre la cámara. El modelo matemático involucra ecuaciones diferenciales parciales de movimiento y de energía en espacios grandes. Se simuló considerando flujo turbulento tomándose en cuenta efectos de flotación. Los resultados numéricos se encuentran en buena correspondencia con valores experimentales de velocidad del aire, temperatura y presión en varias posiciones en el interior de la cámara.

S. Sinha, *et al.* [10], estudiaron la distribución de la temperatura y velocidades en una cavidad calentada por un flujo de aire caliente, introducido en varios niveles. Se obtuvieron resultados para las ecuaciones de Navier-Stokes y la ecuación de energía, utilizándose los algoritmos SIMPLE y SIMPLEC. Se consideró un flujo estacionario, laminar e incompresible bajo la aproximación de Boussinesq. Las dimensiones de la cavidad estudiada son 2.5 m x 3 m, con cuatro posibles posiciones de la entrada y salida del aire. Casos: a) con la entrada en el centro de la pared izquierda y salida en la parte inferior de la pared derecha, b) entrada por la parte inferior de la pared izquierda y salida en la parte inferior de la pared derecha, c) entrada por la parte inferior de la pared izquierda y salida por la parte superior derecha y d) entrada por la parte central de la pared izquierda y salida en la parte derecha de la pared superior. Los resultados se presentan para diferentes posiciones de las entradas y salidas así como para diferentes valores del número de Grashof y de Reynolds. Si la salida está localizada en una posición más abajo que la salida un incremento en el número de Gr hará que se incremente la intensidad de la recirculación y esto lleva a una distribución uniforme de temperatura. Por otro lado si la salida se encuentra en una posición más arriba que la entrada esto hará que exista una mejor distribución de la temperatura.

A. Raji y M. Hasnaoui [11], estudiaron la transferencia de calor por convección en cavidades sometidas a un flujo de calor utilizando las ecuaciones de Navier-Stokes con la aproximación de Boussinesq. Los resultados se muestran en forma de líneas de corriente y de isotermas, para diferentes valores de los parámetros gobernantes, como el número de Rayleigh ($10^3 < Ra < 10^6$) y el número de Reynolds $5 < Re < 5000$. Los parámetros de geometría de la cavidad son: relación de aspecto $A=L'/H'=2$ y la altura relativa de las aperturas $B=h'/H'=1/4$. Los resultados de la simulación muestran que existe una interacción máxima entre la convección natural y la forzada para el acoplamiento entre Ra y Re, el cual puede ser correlacionada como $Re=aRa^b$. Los resultados del estudio muestran que la configuración BT es más útil para reducir las temperaturas medias dentro de la cavidad para $Re \leq 1000$. También se observa que existe

una competencia natural entre la convección natural y la forzada para valores de Nu_T ocurre para $Re_m=47Ra^{0.0626}$ y $Re_m=3.587Ra^{0.271}$, respectivamente para las configuraciones BT y TB. Se encontró que la configuración BT es desfavorable para el desarrollo de la convección natural con valores bajos de Re .

A. Raji y M. Hasnaoui [12], analizaron numéricamente la interacción entre la convección mixta y la radiación térmica en cavidades ventiladas con superficies grises; se resolvieron las ecuaciones de Navier-Stokes con la aproximación de Boussinesq. El efecto de la radiación térmica sobre las líneas de corriente y las isotermas se muestra para diferentes valores de parámetros gobernantes, como lo son el número de Rayleigh ($10^3 \leq Ra \leq 10^6$), el número de Reynolds ($50 \leq Re \leq 5000$) y las emisividades de las superficies de $0 \leq \varepsilon \leq 1$. Los parámetros utilizados son la relación de aspecto de la cavidad $A=L'/H'=2$ y la altura relativa de las aperturas $B=h'/H'=1/4$. Los resultados muestran que la radiación térmica modifica significativamente la distribución de las temperaturas, los campos de flujo y la transferencia de calor a través de las paredes activas de las cavidades. Los resultados para la configuración BT, el efecto de la radiación favorece la formación de celdas de convección incrementando la emisividad de las paredes hasta llegar a tener flujos no estacionarios para $\varepsilon \geq 0.6$. La radiación contribuye significativamente en el calor transferido a través de la cavidad para valores bajos del número de Reynolds. Ésta contribución disminuye con el número de Reynolds pero se mantiene aun para valores altos de éste parámetro. En los resultados de la configuración TB, el efecto de la radiación no induce grandes cambios en la estructura del flujo del fluido, sin embargo la transferencia de calor por radiación entre las paredes contribuye notablemente a incrementar la transferencia de calor radiativa y se disminuye el efecto convectivo.

Q. Deng y G. Tang [13], investigaron un problema de convección mixta basándose en un método sugerido en un artículo pasado [14]. Se implementó un modelo bidimensional, estacionario y laminar para la interacción entre la convección natural y la convección forzada. Se utilizaron las ecuaciones gobernantes de conservación de masa, momento y

energía. La solución fue determinada por parámetros adimensionales: Gr y Gr/Re^2 . La geometría estudiada es una cavidad de longitud L cuyas paredes se mantienen adiabáticas excepto por la mitad del piso donde se encuentra una fuente de calor (q''_s). El aire entra por la parte inferior de la pared con tamaño de $L=8$, el aire de entrada tiene una velocidad U_i y una temperatura T_i . La salida del aire tiene las mismas dimensiones que la entrada. Las conclusiones obtenidas fueron: 1) La interacción entre la convección natural y la forzada tiene un impacto importante en la efectividad de la ventilación y que el flujo de calor y fluido se encuentran gobernadas por dos parámetros: Gr y Gr/Re^2 , 2) Los resultados de las diferentes posiciones de salida muestran que mientras más cerca esté la salida de la fuente de calor es más efectiva la remoción del calor, pero la calidad del aire será peor; por lo tanto para optimizar la calidad del aire en el interior (IAQ), por lo tanto, la mejor posición es cuando la entrada y la salida se encuentran en el mismo lado, 3) Cuando se tiene la presencia de una fuente de calor en una habitación, el sistema de aire acondicionado no puede proveer de un ambiente saludable y confortable, pero el sistema de ventilación por desplazamiento funciona efectivamente.

La ventilación natural es una forma efectiva de ahorrar energía en edificios y para mejorar la calidad del aire al interior, C. Allocca *et al.* [15], enfocaron éste estudio en analizar la ventilación en una sola cara de una habitación, utilizando dinámica de fluidos computacional (CFD), junto con modelos analíticos y empíricos. El modelo de CFD se aplicó para determinar los efectos de la flotación y de la velocidad del viento, y su combinación. Las dimensiones de la cavidad fueron de 4.7 m x 2.9 x 2.8 m, el tamaño de la ventilación fue de 0.65 m², probándose con 4 diferentes velocidades de entrada 2, 4, 6 y 8 m/s. Colocándose en el interior tres fuentes de calor: televisor y computadora (300 W) y una persona (100 W). Para la ventilación impulsada debido a la flotación, el modelo de CFD fue muy sensible a como fueron impuestas las condiciones frontera. Las tasas de ventilación computadas coinciden con las soluciones semi-analíticas con un 10% de diferencia, sin embargo no fue suficiente para limitar el dominio computacional al ambiente interior. Se aplicó el modelo computacional para estudiar los efectos combinados del flujo de aire dominado por convección forzada y flotación, sin embargo

al comparar los resultados se obtuvo una diferencia de las tasas de ventilación del 25%. Por lo tanto, no se pudieron establecer reglas para predecir la existencia de los dos efectos debido a que no se pudieron observar tendencias dominantes.

J. Posner [16], comparó los resultados de simulaciones tridimensionales relativamente sencillas (CFD) con resultados experimentales de una habitación a escala por anemómetro laser Doppler (LDA) y velocimetría laser (PIV). Realizó simulaciones con el software Fluent y el algoritmo SIMPLE, para evaluar el desempeño del flujo en la habitación con tres modelos: laminar, $k-\epsilon$ estándar y $k-\epsilon$ RNG. Para el experimento se utilizó un modelo a escala 1:10 de una habitación (91.4 cm de largo, 45.7 cm de ancho y 30.5 cm de altura). El sistema tiene una entrada y una salida, ambas en el techo, las aperturas son de 10.1 cm^2 y no cuenta con una fuente de calor por lo que el único parámetro analizado es el número de Reynolds. La velocidad de entrada se mantiene constante y de acuerdo al estándar de ASHRAE 62-1989 ($15 \text{ ft}^3/\text{min}$) por persona. En la simulación se encontró que el modelo RNG es el más preciso al predecir el flujo en una habitación dividida ya que captura los efectos macroscópicos del fenómeno. Los resultados de las simulaciones numéricas y de la velocimetría muestran exitosamente como las obstrucciones influyen el flujo del aire y del contaminante en una habitación modelo; los errores relativos obtenidos no son más grandes del 20%.

S. Singh y M. Sharif [17], llevaron a cabo un estudio para investigar la convección mixta de una cavidad bidimensional con paredes diferencialmente calentadas. Las paredes horizontales se consideran como adiabáticas, se introduce un fluido frío hacia el interior de la cavidad por la entrada que se encuentra en una de las paredes laterales de la cavidad y sale por la pared opuesta. Se analizaron un total de seis configuraciones de entrada/salida. El objetivo principal es el de optimizar las posiciones de entrada y salida del fluido para conocer la manera más efectiva de remoción de calor en la cavidad. Se presentan resultados en forma de isotermas y líneas de corriente; observándose que se obtiene la mayor efectividad cuándo la entrada de aire se mantiene cerca del fondo de la pared fría y la salida cerca de la parte superior de la pared caliente. Los resultados

muestran que cuando el aire frío se inyecta por la pared fría es más efectivo en la remoción de calor, debido al efecto incidente del aire frío en la pared opuesta (pared caliente). Los resultados de la configuración con la entrada cerca de la parte baja de la pared y la salida cerca de la parte superior, muestran que la convección natural y forzada se asisten mutuamente en el proceso de remoción del calor, produciendo un enfriamiento más efectivo.

N. Moraga y S. Lopez [18], realizaron un análisis numérico de la dinámica de fluidos y transferencia de calor para una cavidad enfriada tridimensional considerando convección mixta. La entrada del aire es a través de una abertura rectangular con una sección transversal de $L \times L=15$, localizada en la parte superior de la pared vertical izquierda. El fluido considerado fue aire, con números de Reynolds en el rango de: $1 \leq Re \leq 500$ y número de Richardson entre: $0 \leq Ri \leq 18$. Se llevó a cabo una comparación entre simulaciones en 2D y 3D, y éstas mostraron que se requiere de un modelo tridimensional para capturar el movimiento del fluido. Cerca de la pared caliente, el flujo del fluido siempre se encuentra adjunto y tiene una dirección ascendente que predomina el movimiento del fluido. Un comportamiento interesante detectado cercano a la pared fría, causa diferencias grandes entre los números de Nusselt globales entre la simulación 2D y 3D.

P. Bouzinaoui, *et al.* [19], realizaron un estudio experimental de la estratificación térmica en una habitación ventilada en la cual se encuentra una fuente de calor. Los resultados confirman las leyes anteriormente obtenidas para las zonas cercanas y lejanas a la fuente de calor. El cuarto de pruebas tiene un área de 4.8 m x 4.2 m y una altura de 5.6 m, éste fue contenido dentro de una cavidad cuya altura es de 7.4 m, la temperatura del aire que se introdujo a la cavidad estuvo en el rango de 18-25°C. Se utilizaron dos fuentes de calor formadas por dos discos de cobre de diferentes diámetros (0.9 y 1.54 m) ambos de 5 mm de ancho y calentados a 200°C y termopares tipo K de 0.14 mm de diámetro. Utilizando los resultados de diferentes condiciones de ventilación los autores formularon leyes permitiendo que se prediga la posición de la estratificación. Estas leyes

dependen de la cantidad de ventilación, de la fuente de energía convectivo y del diámetro. Los autores concluyen que las obstrucciones se deben considerar en el diseño de habitaciones ventiladas y para éste estudio, el modelo RNG predice mejor el flujo en una habitación dividida, debido a que captura los efectos de la obstrucción del flujo.

S. Saha, *et al.* [20], estudiaron numéricamente la convección libre y forzada en una cavidad rectangular con una fuente de calor en el fondo y aperturas a los lados. La apertura de entrada permite que se introduzca un flujo de aire a temperatura ambiente y éste sale por alguna de las otras dos aperturas localizadas en la parte superior de ambas paredes verticales. Se resuelven las ecuaciones de Navier-Stokes en dos dimensiones con la técnica de elemento finito. Se eligieron tres valores de número de Rayleigh, basados en la altura de la cavidad ($Re=50, 100$ y 200), y números de Richardson de $0 \leq Ri \leq 10$ y un número de Prandtl de 0.71 . Se llevaron a cabo estudios paramétricos para un amplio rango de parámetros gobernantes, las tasas de transferencia de calor en las paredes calentadas se presentan en términos del número de Nusselt. Los resultados muestran que el coeficiente de transferencia de calor es afectado fuertemente por los números de Re y Ri ; adicionalmente se desarrolló una relación empírica utilizando los números de Nusselt, Reynolds y Richardson.

T. Radhakrishnan, *et al.* [21], realizaron experimentos para estudiar el enfriamiento de una fuente de calor al interior de una cavidad ventilada con un régimen de convección mixta en un túnel de baja velocidad. En el estudio se combina el análisis de estudios experimentales y simulaciones numéricas para optimizar la posición de la fuente de calor para tener un máximo enfriamiento. Se probaron fuentes de calor de dos dimensiones: 150×25 mm y 150×50 mm, los resultados experimentales se procesaron para proporcionar correlaciones para la temperatura máxima en función de los números de Reynolds y Richardson. Se realizó una simulación numérica del flujo de fluido y la transferencia de calor de la fuente de calor con las mismas características que el experimento. Los resultados numéricos revelaron que el flujo principal en el interior de la cavidad se concentra cerca de la pared derecha; indicando que si la fuente de calor se

mueve a la derecha, el enfriamiento puede ser mejorado significativamente. Se realizaron experimentos con ésta modificación obteniéndose una reducción del 50% de las temperaturas máximas en la nueva posición. El efecto de la orientación de la fuente de calor se estudió numéricamente y se encontró que la posición inclinada ofrece menor transferencia de calor comparada con una orientación horizontal.

M. Rahman, *et al.* [22], realizaron un estudio numérico en una cavidad ventilada con convección mixta utilizando el método de elemento finito. La cavidad tiene un flujo que entra por la pared vertical izquierda y sale por una abertura en la pared vertical derecha. Para la convección mixta se tienen algunos parámetros importantes como el número de Grashof (Gr), el número de Richardson (Ri) y el número de Reynolds (Re). En este estudio los resultados se reportan en forma de líneas de corriente, isothermas, temperatura media y número de Nusselt promedio para $0 \leq Ri \leq 10$, $Re = 50, 100$ y 200 y $Pr = 0.71, 7.5$ y 50 , y en diferentes posiciones de la pared calentada: $Hi = 0.05, 0.5$ y 0.95 . Se encontró que con el incremento del número de Re y Ri, la transferencia de calor convectiva se vuelve predominante sobre la transferencia de calor por conducción; y que la tasa de transferencia de calor de la pared calentada depende significativamente de la posición de la entrada. Se encontraron números de Nusselt altos para números de Prandtl grandes. El autor desarrolló correlaciones empíricas para expresar la relación matemática entre ellos.

E. Bilgen y A. Muftouglu [23], estudiaron una estrategia de enfriamiento en una cavidad cuadrada con ventilación y con una fuente de calor en la posición óptima. Se buscó la posición óptima de la fuente de calor, maximizándose la conductancia global para diferentes números de Rayleigh y Reynolds y considerándose tres diferentes arreglos de los puertos de ventilación. Se resolvieron las ecuaciones de masa, momentum y energía. Los resultados muestran que la posición del calentador es en el centro para todos los casos, ésta posición no depende de la variación de Ra y Re, sino que depende solamente del arreglo de los puertos de ventilación. El número de Nusselt depende de $Ri = Ra/Re^2$, en valores bajos, el Nusselt está en función decreciente del número de Ri y para valores altos está en función ascendente de él.

R. Daghigh, *et al.* [24], presentaron resultados de la tasa de cambio del aire (ACH: air exchange rate) y de la efectividad de intercambio del aire (AEE: air exchange effectiveness) en el confort térmico en una oficina ventilada naturalmente. El objetivo principal del estudio fue el de investigar las influencias de 14 arreglos de apertura de ventanas y puertas en una oficina. Las variables de confort fueron medidas al igual que los parámetros ACH y AEE. El estudio de confort térmico mostró que para la mayoría de las condiciones el valor de PMV, nunca se encontró dentro del rango de confort para la ISO7730 ni para el estándar de ASHRAE 55-92. Los resultados del cálculo de ACH y AEE revelaron que la tasa de intercambio del aire y la cantidad de aire fresco era menos que lo recomendado por el estándar de ASHRAE-62. Los resultados indican que cada arreglo de ventanas y puerta afecta significativamente el patrón del movimiento del aire y el confort térmico. Se observó que el ACH se incrementa hasta alcanzar los requerimientos del estándar ASHRAE-62 y que los valores medios y mínimos de PMV caen dentro del estándar ISO7730 y que cuando AEE se acerca a 1, los valores medios y mínimos de PMV se encontrarían en un rango de confort.

S. El-Algouz, [25], estudió la convección natural en una cavidad ventilada; mediante una simulación bidimensional para examinar el efecto de una fuente de calor en una cavidad con ventilación natural, la cavidad se encuentra simétricamente enfriada en los lados y tiene un aislamiento en las paredes superior e inferior. Se resuelven las ecuaciones de continuidad, momento y energía en forma bidimensional y adimensional; todas las propiedades del fluido se asumen constantes y se considera la aproximación de Boussinesq. La verificación numérica se realizó comparando los resultados del estudio de El-Algouz con resultados experimentales y numéricos reportados por Calcagni et al. Se estudió un rango de número de Rayleigh de 10^3 – 10^5 , variándose la relación de aspecto de 0.0-0.8 y se consideró un número de Prandtl de 0.71. Se estudiaron tres casos: 1) con dos aberturas en la pared inferior, 2) con una abertura en el centro de la pared superior y 3) con dos aberturas en la parte superior. Los resultados muestran que la transferencia de calor se incrementa con números de Rayleigh mayores y con relaciones

de aspecto abiertos. Los resultados muestran que la mejor posición para las aberturas fue la localizada en la parte superior (caso 3).

A. Raji, *et al.* [26], estudiaron la transferencia de calor por convección mixta en una cavidad ventilada. Se resolvieron las ecuaciones de convección mixta con la aproximación de Boussinesq, el flujo se asume como laminar, bidimensional, incompresible y con disipación viscosa despreciable. Los resultados fueron presentados en forma de líneas de corriente, isotermas y la transferencia de calor para diferentes combinaciones de parámetros (el número de Reynolds ($10 \leq Re \leq 5000$) y el número de Rayleigh ($10^4 \leq Ra \leq 10^6$). Las aperturas de la cavidad tienen dimensiones de $B=h_0/H_0=1/4$). Los resultados numéricos muestran la presencia de la interacción de los efectos de la convección natural y la convección forzada así como la existencia de diferentes regímenes de flujo. La geometría consiste de una cavidad ventilada calentada por un flujo de calor en la pared vertical izquierda, mientras que las demás paredes permanecen perfectamente aisladas. Se introduce un flujo de aire paralelo a las paredes horizontales y saliendo de la cavidad por la apertura en el lado opuesto de la cavidad. Los resultados del estudio muestran que la estructura del flujo se ve considerablemente influenciada por la interacción entre la convección natural y la convección forzada.

S. Saha, *et al.* [27], llevaron a cabo un estudio numérico para conocer el comportamiento de la convección mixta en una cavidad rectangular, probándose cuatro configuraciones diferentes para las entradas y salidas en la cavidad. Se tiene un flujo de calor constante sobre la superficie vertical considerando al fluido de trabajo como aire. El esquema numérico se basa en el método de elemento finito adaptado a una malla con elementos triangulares. Se obtienen resultados para un rango del número de Richardson de 0 a 10, número de Prandtl de 0.71, $Re=100$ y se consideran propiedades físicas constantes. Se realizó un análisis de los resultados comparando contra los resultados de Singh y Sharif (2003). Los resultados de éste trabajo muestran que el número de Nusselt promedio y la temperatura adimensional en la superficie de la fuente de calor depende de la posición de la entrada y la salida. Los resultados muestran que las configuraciones TT y BT

tienen un desempeño similar mientras que las configuraciones BB y TB tienen la misma naturaleza pero tienen una tasa de transferencia menos efectiva. La configuración con la salida cerca de la parte superior y la entrada localizada en la parte inferior o superior de la pared, producen un enfriamiento más efectivo. Pero para obtener números de Nusselt mayores, la configuración TT garantiza mayor eficiencia para $2 < Ri < 10$ y la configuración BT para $0 < Ri < 2$.

T. Catalina, *et al.* [28], reportaron resultados de un experimento a escala real y un estudio de dinámica de fluidos computacional (CFD) en una habitación modelo con techo que tiene enfriamiento radiante bajo condiciones controladas. Se analizaron los resultados obtenidos de dos estudios para evaluar el confort térmico al interior de una habitación utilizando PMV. Se realizaron mediciones experimentales detalladas de la temperatura del aire, temperatura de la superficie y temperatura global, variándose la temperatura del techo de 16.9 a 18.9 °C. Los datos para la condición frontera de la simulación fueron tomados de las mediciones experimentales. Se encontró que al utilizarse la alternativa de un techo enfriado para el enfriamiento de una habitación, el gradiente de temperatura es menor a 1°C/m, lo cual corresponde a las recomendaciones estándar. Se tuvo incomodidad local en el área de los pies/tobillos, con respecto a los valores de velocidad del aire; pero valores deseables para el resto de la habitación. Los resultados del análisis de PMV mostraron que el confort térmico se alcanza y que se distribuye uniformemente sin importar la posición en la habitación y la variación de la temperatura del techo. Los resultados confirman que un techo enfriado tiene ventajas importantes, como un gradiente de velocidades menor, con respecto a una habitación con aire acondicionado.

A. Lariani, *et al.* [29], reportaron resultados de velocidades y temperaturas en una habitación grande, calentada a 20°C y ventilada por un jet de aire a 16°C. Se efectuaron mediciones experimentales y éstas se utilizaron en conjunto con predicciones numéricas con el modelo RNG k-ε. El modelo de CFD se utilizó para estudiar el efecto de la posición de la salida del aire en el patrón de flujo de fluido y la energía que sale debido a

la ventilación; ésta cantidad representa del 48% al 60% de la energía provista por la resistencia eléctrica. Las dimensiones de la habitación fueron $L=3.65$ m, $W=4.24$ m y $H=2.3$ m. La pared en $z=0$, tiene cinco ventanas y la ventilación sale de un ducto rectangular (0.29×0.25 m en $y=H$). El flujo de aire es tridimensional y más complejo que el analizado en estudios de flujos isotérmicos o convección natural en cavidades rectangulares. Los resultados muestran que la distribución de la temperatura es tridimensional con temperaturas frías y que existe un gradiente vertical elevado cerca del suelo.

J. Xamán, *et al.* [30], llevaron a cabo un estudio numérico de transferencia de calor conjugada con turbulencia en una cavidad ventilada para analizar la efectividad de distribución de la temperatura en el interior con el objetivo de determinar la mejor configuración de la ventilación. Todas las paredes se consideraron adiabáticas, excepto por la pared vertical derecha, la cual fue definida como conductiva con una apertura en la parte inferior para el aire de entrada. La pared conductiva fue sometida a un flujo de calor constante de 736 W/m^2 y se considera que interactúa con el ambiente exterior. Se consideraron cuatro casos para el análisis y la velocidad del aire se varió dependiendo del número de Reynolds ($2 \times 10^3 \leq Re \leq 4 \times 10^4$). La pared conductiva se analizó para dos materiales diferentes (ladrillo de construcción y bloque de adobe) con tres diferentes espesores (0.1, 0.2 y 0.3 m). Se fijó una temperatura de entrada del aire de 24°C y 35°C en la salida. Se resolvieron las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía, junto con el modelo de turbulencia $k-\epsilon$. Como conclusión se obtuvo que la configuración B tiene la mejor posición para la salida del aire para un número de Reynolds entre 5×10^3 y 1×10^4 , esto basándose en la efectividad de la distribución de la temperatura y la velocidad (con respecto a ASHRAE Standard 55, Thermal environment conditions for human occupancy, 2004).

Y. Wei y Z. Guo-qiang [31], investigaron un modelo para edificaciones ventiladas naturalmente por una sola cara en China. Éste modelo puede ser utilizado para estimar el potencial de la ventilación natural a través de datos del clima local y parámetros de

edificaciones. La meta principal del modelo es predecir las horas de ventilación natural y la tasa de ventilación por hora. El artículo analiza cuatro ciudades típicas con diferentes climas en China, los resultados muestran que la ventilación en una sola cara tiene menos horas de confort que una ventilación por dos caras, además de tener menor volumen de ventilación. Las dimensiones de la cavidad estudiada es de 4m x 4m x 4m y las entradas de aire tienen un tamaño de 2x2 m. Se concluyó que las viviendas en climas con temperaturas menores a 0°C y mayores a 40°C no son adecuadas para la ventilación natural. El modelo presentado provee de información cuantitativa para diseño de edificaciones y para la evaluación de la eficiencia energética de la misma.

P. Karava, *et al.* [32], presentaron un estudio experimental de las características básicas de un flujo cruzado. El estudio se enfoca en un edificio modelo realizándose pruebas en un túnel de viento bajo condiciones isotérmicas. Se realizó un estudio experimental avanzado basado en velocimetría de imagen de partículas (PIV) para investigar el campo de velocidades en edificios con ventilación cruzada. La escala del estudio experimental fue de 1:200, un edificio de 20 x 20 x 16 m (que corresponde a un edificio de 4 pisos). Se estudiaron 9 configuraciones: A1, B1, C1, D1, E1, A2, B2, C2, D2. Se concluyó que las configuraciones con i) entradas simétricas, ii) con entradas a una altura media del edificio o superiores y iii) con un radio entrada/salida de $A1/A2 < 1$ se deben evitar por generar velocidades en el interior mayores a 0.5 m/s.

2.2 Transferencia de calor en habitaciones ventiladas considerando contaminantes.

Q. Deng *et al.* [33], estudiaron las características del flujo y transporte del contaminante en un ambiente interior por medio de una técnica de visualización del transporte por convección. Se estudia la convección mixta, en dos dimensiones y con un régimen laminar en una cavidad ventilada con una fuente discreta de calor y de contaminante. Se analizó la influencia de la fuente de calor mediante el número de Grashof (Gr), la influencia de la fuente de contaminación por medio de la relación de empuje (Br), la fuerza de la ventilación con el número de Reynolds (Re) y el tipo de ventilación. Se

presentan resultados numéricos en forma de líneas de corriente, líneas de calor y líneas de masa; las cuales muestran que el aire interior, el transporte de calor y del contaminante son determinados principalmente por la interacción entre la convección natural inducida por las fuentes de calor y de contaminantes y la convección forzada inducida por la ventilación mecánica. Los resultados muestran que la configuración BT (bottom/top), es más útil para reducir las temperaturas medias al interior de la cavidad para $Re \leq 1000$. Se observa que existe competencia entre la convección natural y forzada, caracterizada por números de Nusselt máximos en $Re_m = 47Ra^{0.0626}$ y $Re_m = 3.587Ra^{0.271}$, respectivamente, para las configuraciones BT y TB.

Z. Tian, *et al.* [34], aplicaron tres modelos de turbulencia, (k- ϵ estándar, k- ϵ RNG y RNG de remolinos grandes LES) para simular la dispersión y concentración de partículas contaminantes en interiores. Las predicciones de los tres modelos de turbulencia muestran buena correspondencia con los datos experimentales, sin embargo el modelo RNG-LES es el que muestra mejor concordancia. Los tres modelos se procesaron en estado transitorio. Debido a que los estudios experimentales son relativamente costosos y es difícil que éstos provean información detallada, la predicción LES puede ser utilizada para validar los modelos k- ϵ (comúnmente utilizados para simulaciones de investigaciones en edificaciones). Se utilizó el software comercial Fluent. La dimensiones de la habitación modelo son: ancho 91.4 cm, profundidad 45.7 cm y altura 30.5 cm. Existe una partición de 15 cm y se encuentra localizada en el centro de la habitación, hay dos ventilaciones en la parte superior, el aire entra por una de las ventilaciones en la parte superior y sale por la otra. Se determinó un número de Reynolds para el flujo de entrada de 1500, basado en la velocidad vertical de entrada ($U_{inlet} = 0.235$ m/s) y con una longitud característica de 0.1 m. Todos los modelos de turbulencia tuvieron una buena concordancia en la velocidad del aire, el modelo RNG-LES, dio los mejores resultados con respecto a las mediciones, sin embargo, el modelo RNG- k- ϵ , dio mejores resultados que el modelo k- ϵ con respecto a la predicción de la velocidad. Debido a que los estudios experimentales para conocer la concentración de

partículas contaminantes pueden ser relativamente costosos, la predicción con el modelo LES, puede ser utilizada exitosamente.

H. Brohus [35], estudió la exposición a contaminantes en una habitación ventilada, considerando los factores externos como la presencia de la persona en el interior de la habitación. Resolvió las ecuaciones de continuidad, de movimiento, energía y de masa; considerándose régimen turbulento y utilizando el método de volumen finito para la discretización de las ecuaciones. En la primera parte se estudió la exposición a fuentes contaminantes en una habitación ventilada con un maniquí térmico y con respiración, para incluir el efecto de la exposición a diferentes gradientes de concentración de contaminantes de una persona. Se examinaron dos tipos de fuentes de contaminante, una fuente pasiva y otra no pasiva; para el experimento de fuente no pasiva se utilizó N_2O y para el de fuente pasiva He. En la segunda parte se estudió la exposición a fuentes contaminantes en una habitación con ventilación mixta considerando un flujo unidimensional generado por un túnel de aire, que representa el flujo local alrededor de una persona en una habitación con ventilación. También efectuó mediciones utilizando el maniquí así como simulaciones con CFD utilizando tres diferentes versiones de la Persona Simulada Computacionalmente (CSP). Los resultados experimentales muestran que la exposición de una persona a una fuente de contaminante depende de la posición de la fuente y del movimiento del aire alrededor de la persona. Las simulaciones mostraron que la concentración del contaminante inhalado es de aproximadamente el doble de la concentración de retorno.

M. Soria, *et al.* [36], reportaron los resultados de un estudio numérico para la remoción transitoria de un contaminante (no se especifica el tipo de contaminante) en régimen laminar en una cavidad bidimensional con una entrada y una salida. Se analiza la influencia de las fuerzas de flotación debido a los gradientes de temperatura y de concentración, la difusividad del contaminante y las diferentes posiciones de la entrada y salida. Las ecuaciones gobernantes del flujo laminar (continuidad, momento, energía y ecuación de continuidad de la especie) se resuelven por medio del algoritmo SIMPLEC;

también llevaron a cabo varias simulaciones utilizando diversos esquemas (PLDS y SMART). Para situaciones isotérmicas se estudia paramétricamente el tiempo requerido para remover el contaminante como una función de la posición de la salida y de los números adimensionales (Reynolds, Schmidt y Rayleigh). Se encontró que para los casos isotérmicos estudiados, el efecto de flotación causado por la densidad del contaminante tiene gran influencia sobre el flujo, aumentando o disminuyendo dramáticamente. Hay casos donde las fuerzas de flotación causa estratificación del contaminante y en general, en todas las situaciones pobremente ventiladas, el transporte se lleva a cabo principalmente por medio de la difusión. Las fuerzas de empuje tienen una gran influencia sobre los flujos y por lo tanto sobre los tiempos de limpieza.

S. Hyun y C. Kleinstreuer [37], estudiaron numéricamente una cámara rectangular con deflectores para conocer los efectos potenciales de los contaminantes en animales y humanos. El objetivo principal de este trabajo fue estudiar el efecto de la respiración transitoria, asumiéndose un flujo de aire unidireccional, turbulento ($k-\varepsilon$ RNG), incompresible, isotérmico y se considera la aproximación de Boussinesq. Los resultados fueron validados con los resultados obtenidos por Brohus 2007, donde se considera una cámara tipo Rochester, un maniquí y una fuente de contaminación. Se tiene una velocidad $U_{in}=0.15$ m/s y una temperatura del aire $T=293.15$ K, un número de Reynolds $Re_{Dh}=17583$ (basado en el diámetro hidráulico), una altura crítica de $h_{mouth}=1.6$ m, un flujo de calor de 25 W/m² (el cual corresponde a un nivel de actividad normal de una persona de pie). La influencia de la convección natural se mide cuando el número de Richardson $Ri=Gr/Re^2$ se encuentra en un rango de $0 \leq Ri \leq 23.0$.

K. Ito, *et al.* [38], realizaron un estudio en estado transitorio de la remoción de un contaminante en una cavidad bidimensional rectangular ventilada con una entrada localizada en la parte superior de la pared vertical izquierda y una salida en la parte superior de la pared vertical derecha. Se localizan dos fuentes de contaminantes en la pared inferior cada una de ellas con un contaminante diferente (ozono e hidrocarburo) los cuales reaccionan en fase gaseosa para producir un tercer componente el cual se

desea remover, el modelo de reacción química usado en este estudio fue estimado constante, es decir el tercer componente es proporcional a una constante de segundo orden y a la concentración de los contaminantes uno y dos. Para resolver los modelos de flujo de fluidos y de concentración se hace uso de dinámica de fluidos computacional (CFD) mediante programas comerciales. Los resultados muestran las líneas de corriente y la evolución de la distribución de la concentración a través del tiempo. La conclusión a la que se llegó fue que el efecto de reducir la concentración en la cavidad fue relativamente bajo comparado a la cantidad de la reacción química producida y eliminada por la ventilación.

D. Liu y F. T. G. Zhao [39], reportaron los resultados de un estudio numérico para remoción de dos contaminantes en una cavidad tridimensional con una entrada, un puerto de extracción y uno de retorno. Se resolvieron las ecuaciones de Navier-Stokes y masa utilizándose el algoritmo SIMPLE y el modelo de turbulencia Reynolds stress model (RSM). Se estudian: la influencia de la velocidad de entrada, la relación de aire fresco, la eficiencia de la recirculación de aire filtrado y las propiedades del contaminante. El comportamiento de los contaminantes (CO_2 y HCHO) es estudiado paramétricamente como función de números adimensionales (Reynolds y Schmidt). Los resultados muestran que estos números tienen una relación compleja con la remoción del contaminante en el interior y que cuando el número de Reynolds aumenta se reducen los niveles de contaminación.

C. Salinas, *et al.* [40], presentaron los resultados de un estudio de transferencia de calor mixta y transporte de masa al interior de una cavidad rectangular, resolviéndose las ecuaciones de Navier-Stokes para un flujo laminar e incompresible. Se obtuvieron resultados de los patrones de flujo, isotermas y de concentración, así como los números de Nusselt y Sherwood. Los resultados indican que el fenómeno conjugado sólo es apreciable (alteración del flujo) para flujos mixtos caracterizados por un bajo número de Reynolds. Los resultados en estado transitorio de temperatura y concentración para diferentes números de Reynolds muestran una variación significativa en la

concentración conforme se acerca al estado permanente; sin embargo la temperatura media se presenta una diferencia despreciable, debido principalmente a la alta concentración cercana a las paredes y a las altas temperaturas.

J. Xamán, *et al.* [41], obtuvieron resultados del análisis de transferencia de calor y masa de una mezcla de aire y dióxido de carbono (CO_2) al interior de una cavidad bidimensional ventilada con flujo laminar. Se estudiaron diferentes posiciones de salida y tres diferentes valores de concentración para la fuente de contaminante (CO_2 : 1000, 2000 y 3000 ppm). La velocidad del aire se fijó como una función del número de Reynolds ($10 \leq \text{Re} \leq 500$). Analizando los resultados desde un punto de vista de confort térmico y la calidad del aire, la configuración D (salida en la parte superior derecha de la cavidad) muestra el mejor rendimiento en el intervalo $10 \leq \text{Re} \leq 100$ con excepción del caso cuando la fuente tiene una concentración de 1000 ppm; cuando se recomienda la configuración C (salida en la parte media de la pared superior).

La revisión de la literatura indica que hay pocos trabajos enfocados a estudiar la transferencia de calor natural y forzada acoplada con la radiación térmica en cavidades con un flujo de aire entrante. Asimismo no existen estudios numéricos donde se estudien diferentes configuraciones de entrada y salida en cavidades enfriadas donde se considere convección natural y forzada con radiación térmica y flujo turbulento. Por otro lado tampoco se encontraron estudios numéricos que consideren el efecto combinado de la generación de calor y producción de CO_2 por un ser humano aunado al efecto de la convección mixta en cavidades ventiladas donde exista flujo turbulento. Considerándose lo anterior, este trabajo presenta un estudio numérico y experimental de la transferencia de calor en una cavidad ventilada. Además de un análisis numérico de la transferencia de calor y el efecto de la distribución de CO_2 en una habitación ventiladas con un ser humano como fuente de contaminante y de calor.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA

En el presente trabajo se llevó a cabo un estudio experimental así como diversos estudios numéricos. Los resultados experimentales se obtuvieron en una cavidad a escala y fueron comparados con resultados numéricos. Adicionalmente se obtuvieron resultados numéricos del movimiento del aire en una cavidad refrigerada a escala real y resultados numéricos de una cavidad ventilada con producción de CO₂ por respiración humana.

El estudio experimental se llevó a cabo en una cavidad ventilada de 1.0 m x 1.0 m x 1.0 m, la cual recibe un flujo de calor sobre una de sus paredes verticales, manteniéndose isotérmica la pared opuesta, mientras que las paredes restantes se mantienen adiabáticas. Posteriormente se hicieron simulaciones con el propósito de efectuar una comparación entre los resultados experimentales obtenidos; donde se compararon datos de temperaturas así como números de Nusselt y coeficientes convectivos experimentales. El estudio numérico de la cavidad a escala se complementó con resultados del patrón de flujo en forma de vectores e isolíneas de magnitud de la velocidad, campo de temperaturas (isotermas), así como de la distribución del número de Nusselt en la pared caliente.

Posteriormente se realizó un estudio numérico de la transferencia de calor en una cavidad ventilada a escala real, el cual consistió en una cavidad de (3.0 m x 2.5 m x 3.0 m) a la cual entra aire a baja temperatura representando a una habitación refrigerada.

Finalmente, se estudió la transferencia de calor en una cavidad ventilada con producción de CO₂ por respiración humana. Se realizó un estudio numérico en una cavidad de (3.0 m x 2.5 m) donde se modeló a un ser humano como fuente de calor y con respiración, analizándose la distribución de temperaturas, el patrón de flujo y la distribución de concentración de CO₂ en el interior.

3.1 Descripción del problema físico.

A continuación se describen los modelos físicos de los estudios numéricos y experimentales llevados a cabo en este trabajo.

3.1.1 Cavity ventilada a escala.

Se estudió la transferencia de calor por convección natural y forzada en una cavity ventilada (Figura 3.1), con las siguientes dimensiones: $L_x=1.0$ m, $L_y=1.0$ m y $L_z=1.0$ m. La pared derecha recibe un flujo de calor constante y uniforme (q''), mientras que la pared izquierda se mantiene a una temperatura constante ($T_c=298$ K), las paredes restantes se consideran adiabáticas. El fluido térmico es aire y el flujo es considerado como turbulento. Las dimensiones de las entradas y salidas son $l_x=l_y=0.08$ m, mientras que el aire entra a la cavity con velocidades de 0.1 y 0.5 m/s. Las posiciones de entrada y salida se describen en la Tabla 3 para las configuraciones 1 y 2.

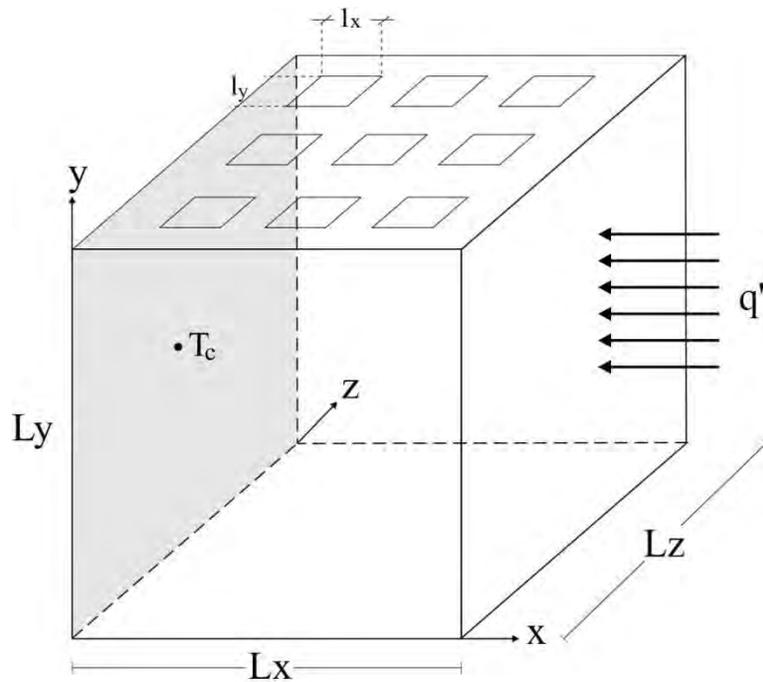


Figura 3.1 Esquema de la cavidad ventilada a escala.

Tabla 3.1 Posiciones de entradas y salidas, cavidad ventilada a escala.

	Posición (x , y , z)
Configuración 1	1 (0.19≤x≤0.27,y=1.0,0.19 ≤z≤0.27)
	Entrada 2 (0.46≤x≤0.54,y=1.0,0.19 ≤z≤0.27)
	3 (0.73≤x≤0.81,y=1.0,0.19 ≤z≤0.27)
	7 (0.19≤x≤0.27,y=1.0, 0.73≤z≤0.81)
	Salida 8 (0.46≤x≤0.54,y=1.0, 0.73≤z≤0.81)
	9 (0.73≤x≤0.81,y=1.0, 0.73≤z≤0.81)
Configuración 2	3 (0.73≤x≤0.81,y=1.0,0.19 ≤z≤0.27)
	Entrada 6 (0.73≤x≤0.81,y=1.0,0.46 ≤z≤0.54)
	9 (0.73≤x≤0.81,y=1.0,0.73 z≤0.81)
	1 (0.19≤x≤0.27,y=1.0, 0.19≤z≤0.27)
	Salida 4 (0.19≤x≤0.27,y=1.0, 0.46≤z≤0.54)
	7 (0.19≤x≤0.27,y=1.0, 0.73≤z≤0.81)

3.1.2 Cavity ventilada a escala real

Se estudió el movimiento del aire y la transferencia de calor por convección mixta y radiación térmica en una cavidad ventilada como se muestra en la Figura 3.2 El fluido térmico es aire y el flujo se asume como turbulento. Las dimensiones de las aberturas (entradas y salidas) fueron $l_x=0.2$ m y $l_y=0.1$ m. Las posiciones de la salida y las tres configuraciones de entrada del aire se describen en la Tabla 3.2. Los resultados numéricos se obtuvieron considerando superficies con emisividad de 0.8 que corresponde a una pared pintada. El aire entra a la cavidad a 285 K, la cual es una temperatura típica de sistemas de refrigeración. La velocidad del aire en la entrada fue 0.5 m/s debido a que ésta tiene la mejor efectividad distribución de temperatura (ϵ_r), parámetro relacionado con la forma en que se distribuye la temperatura en una habitación, como se presenta en la Figura 3.3. Los resultados de la Figura 3.3 se obtuvieron mediante simulaciones de la cavidad a escala real, considerando tres velocidades de entrada del aire (0.05, 0.5 y 2.0 m/s), dos valores de emisividad ($\epsilon=0.0$ y 1.0) y un flujo de calor correspondiente a $Ra=1.07 \times 10^{12}$.

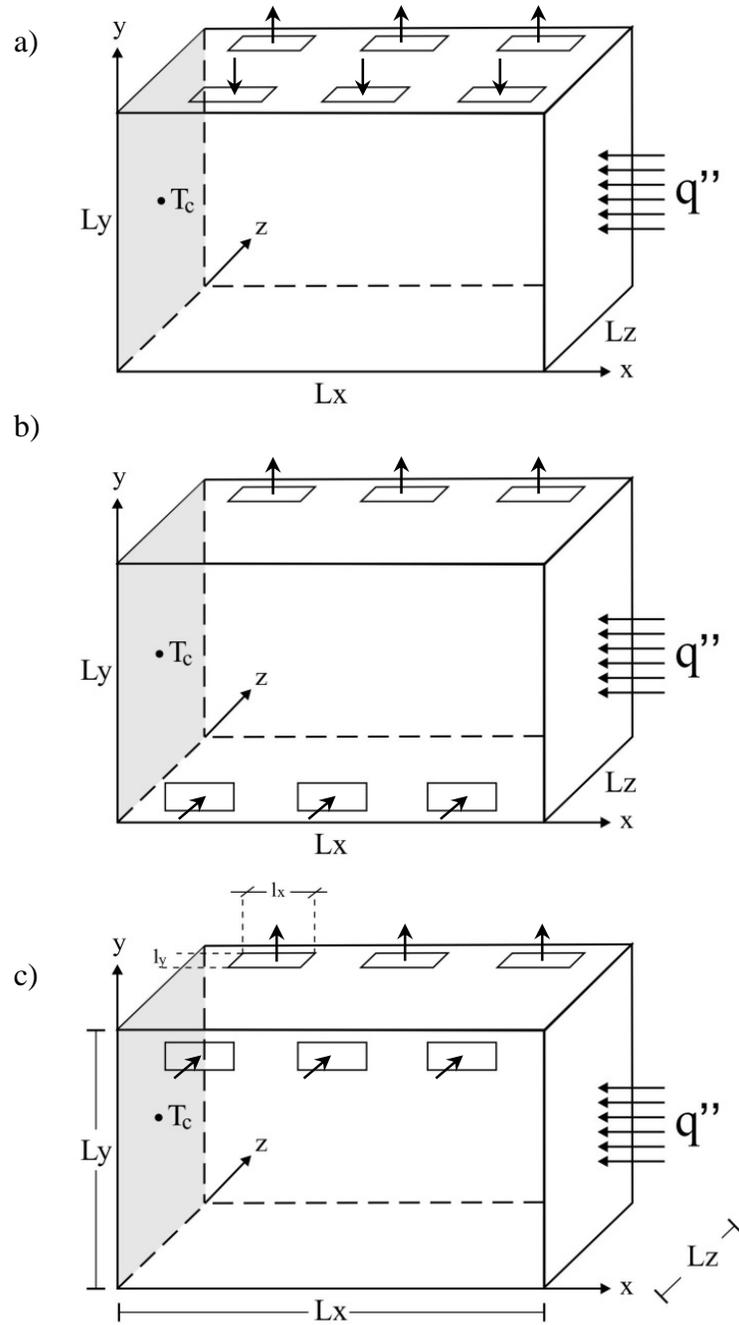
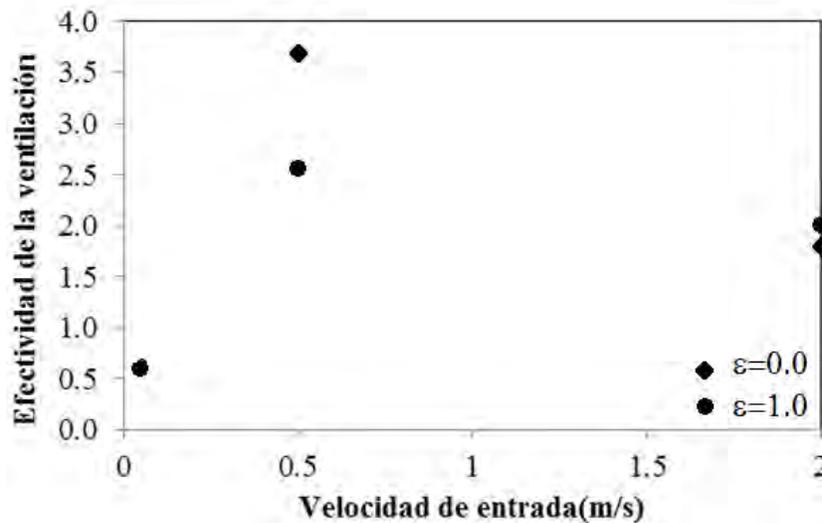


Figura 3.2 Esquema de la cavidad ventilada escala real: a) Entrada por el techo, b) Entrada por sección inferior, c) Entrada por sección superior.

Tabla 3.2. Posiciones de entrada y salida de la cavidad ventilada a escala real.

Caso		Posición (x ,y ,z) (m)
1	Entrada	$(0.4 \leq x \leq 0.8, y=2.5, 0.3 \leq z \leq 0.6)$
		$(1.3 \leq x \leq 1.7, y=2.5, 0.3 \leq z \leq 0.6)$
		$(2.2 \leq x \leq 2.6, y=2.5, 0.3 \leq z \leq 0.6)$
2	Entrada	$(0.4 \leq x \leq 0.8, 0.25 \leq y \leq 0.5, z=0)$
		$(1.3 \leq x \leq 1.7, 0.25 \leq y \leq 0.5, z=0)$
		$(2.2 \leq x \leq 2.6, 0.25 \leq y \leq 0.5, z=0)$
3	Entrada	$(0.4 \leq x \leq 0.8, 2.0 \leq y \leq 2.25, z=0)$
		$(1.3 \leq x \leq 1.7, 2.0 \leq y \leq 2.25, z=0)$
		$(2.2 \leq x \leq 2.6, 2.0 \leq y \leq 2.25, z=0)$
1, 2 y 3	Salida	$(0.4 \leq x \leq 0.8, y=2.5, 2.4 \leq z \leq 2.7)$
		$(1.3 \leq x \leq 1.7, y=2.5, 2.4 \leq z \leq 2.7)$
		$(2.2 \leq x \leq 2.6, y=2.5, 2.4 \leq z \leq 2.7)$

Figura 3.3 Efectividad de la distribución de la temperatura (ϵ_T)

($Ra=1.07 \times 10^{12}$) para la cavidad ventilada a escala real.

3.1.3 Cavity ventilada con producción de CO₂ por respiración humana.

Se realizó un estudio del movimiento del aire y la transferencia de calor en una cavidad ventilada con una fuente de calor (ser humano) y producción de CO₂ (Figura 3.4). Se consideró convección natural y forzada acoplada con el intercambio radiativo entre las paredes y la fuente de calor. Las paredes izquierda y derecha se consideraron como isotérmicas, mientras que las paredes restantes se consideraron como adiabáticas y emisoras difusas. La fuente de calor se mantuvo a 34°C, considerando la temperatura promedio de la piel de un ser humano desnudo a una temperatura ambiente de 30°C [3]. El fluido térmico es aire y no participa en la transferencia de calor radiativa. El flujo es considerado como turbulento.

Las dimensiones de la cavidad son de $L_x=3.0$ m x $L_y=2.5$ m, mientras que la entrada y salida de $l_y=0.2$ m. Las coordenadas de las posiciones de entradas y salidas son $(0, 2.1 \leq y \leq 2.3)$ y $(3.0, 0.2 \leq y \leq 0.4)$, respectivamente. Se consideran dos valores de emisividad: 0.0 y 0.8. El valor $\epsilon=0.8$ se escogió porque corresponde a una superficie pintada. Debido a que el suministro de aire recomendado para oficinas y salones de clase es de 8 a 10 l/s; se eligió una velocidad de aire de 0.5 m/s para alcanzar la tasa de ventilación adecuada para un salón para satisfacer los requerimientos de salud y confort [42, 43]. La temperatura de entrada del aire se consideró como $T_{en}=298.15$ K (25°C). La producción de CO₂ de una persona sedentaria promedio es aproximadamente de 0.0005 l/s (18 l/h) y el aire exhalado contiene 4% en volumen de CO₂. La concentración máxima permitida de CO₂ para una ocupación de 8 h es del 0.5% en volumen [3], aunque se han reportado que se requieren concentraciones por debajo del 0.1 % para evitar incomodidad y dolores de cabeza [44]. Los criterios anteriores fueron los que se tomaron en cuenta para especificar las condiciones de frontera para la respiración humana.

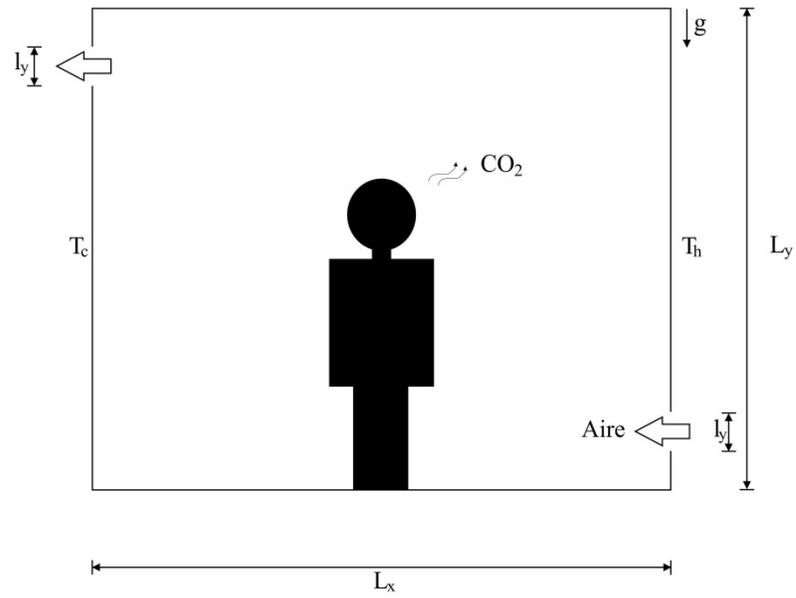


Figura 3.4 Esquema de la cavidad ventilada con producción de CO_2 por respiración humana.

3.2 Modelo matemático y condiciones frontera.

3.2.1 Modelo matemático.

A continuación se presentan las ecuaciones gobernantes (conservación de masa, momento, energía y especies) promediadas en el tiempo en notación tensorial:

Continuidad:

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

Momento:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right] + \rho g_i \quad (2)$$

Energía:

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

Ecuación de continuidad para la especie A:

$$\rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{C}_A}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho D_{AB} \frac{\partial \bar{C}_A}{\partial x_j} - \rho \overline{u_j C_A} \right) \quad (4)$$

Donde x_i y x_j son las coordenadas cartesianas del sistema ($i=x, y, z$ y $j=x, y, z$), \bar{u} es la velocidad promedio, \bar{P} es la presión promedio, \bar{T} es la temperatura promedio, g es la aceleración gravitacional, y $\mu, \rho, \beta, \lambda, C_p, D_{AB}$, son la viscosidad dinámica, densidad, el coeficiente de expansión térmica, la conductividad térmica, el coeficiente de calor específico a presión constante y el coeficiente de difusión de masa, respectivamente.

Las ecuaciones anteriormente descritas no están completas debido a la presencia del tensor de esfuerzos de Reynolds ($\rho \overline{u_i u_j}$) en la ecuación de momento, del vector de flujo

de calor turbulento ($\rho C_p \overline{T' u_j'}$) presente en la ecuación de energía y el vector de difusión turbulenta ($\overline{u_j' C_A'}$) que aparece en la ecuación de continuidad para la especie A.

En la familia de los modelos de viscosidad de remolinos (EVM: Eddy viscosity models), el tensor de esfuerzos de Reynolds se establece a través de la hipótesis de Boussinesq de la siguiente manera:

$$\rho \overline{u_i' u_j'} = -\mu_t \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5)$$

El modelo de alto número de Reynolds (HRN: High Reynolds Number), considera que la viscosidad turbulenta (μ_t) se encuentra definida por:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k_t^2}{\varepsilon_t} \quad (6)$$

donde C_μ es una constante.

Los flujos de calor turbulentos se expresan de la siguiente forma:

$$\rho C_p \overline{T' u_j'} = -\frac{\mu_t}{\sigma_T} \left[\frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \right] \quad (7)$$

donde σ_T es el número de Prandtl turbulento.

El vector de difusión turbulenta de la especie A se calcula de la siguiente manera:

$$\overline{u_j' C_A'} = -D_{t,A} \left[\frac{\partial \overline{C_A}}{\partial x_j} \right] = -\frac{\mu_t}{Sc_t} \left[\frac{\partial \overline{C_A}}{\partial x_j} \right] \quad (8)$$

Donde $D_{t,A}$ es la difusividad turbulenta, Sc_t es el número de Schmidt turbulento (se toma como 0.7) y μ_t es la viscosidad turbulenta.

Modelo de Turbulencia.

El modelo de turbulencia utilizado en este trabajo es el k_t - ε_t , el cuál ha sido aplicado anteriormente a varios problemas de movimiento de aire dentro de habitaciones y edificaciones con buena precisión de predicción del flujo [3]. La energía cinética turbulenta (k_t) y la disipación de la energía cinética turbulenta (ε_t) se obtienen de las ecuaciones de transporte utilizando el modelo k_t - ε_t desarrollado por Ince y Launder [45]:
Energía cinética turbulenta (k_t):

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}k_t)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}k_t)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k_t}} \right) \frac{\partial k_t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k_t}} \right) \frac{\partial k_t}{\partial y} \right] + P_{k_t} + G_{k_t} - \rho\varepsilon_t \quad (9)$$

Disipación de la energía turbulenta (ε_t):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u}\varepsilon_t)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\varepsilon_t)}{\partial y} = & \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon_t}} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon_t}} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial y} \right] \\ & + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon_t}{k_t} [P_{k_t} + C_{3\varepsilon} G_{k_t}] - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon_t^2}{k_t} \end{aligned} \quad (10)$$

En las ecuaciones anteriores, P_{k_t} representa la producción de la energía cinética turbulenta causada por los gradientes de velocidad y G_{k_t} 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_t y ε_t respectivamente. En forma matemática:

$$P_{k_t} = -\mu_t \left[2 \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 \right] \quad (11)$$

$$G_{k_t} = -\beta g_i \frac{\mu_t}{\sigma_T} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad (12)$$

Donde los coeficientes del modelo son:

$$C_\mu = 0.09 \quad C_{1st} = 1.44 \quad C_{2st} = 1.92 \quad \sigma_{kt} = 1.0 \quad \sigma_{st} = 1.3$$

Modelo radiativo.

La transferencia radiativa en un medio no isotrópico el cual absorbe, emite y disipa la radiación se describe matemáticamente por la ecuación de transferencia radiativa (RTE: Radiative Transfer Equation):

$$\frac{dI_\eta}{ds} = k_\eta I_{b_\eta} - \beta_\eta I_\eta + \frac{\sigma_{s\eta}}{4\pi} \int_{4\pi} I_\eta(\mathbf{s}_i) \Phi_\eta(\mathbf{s}_i, \mathbf{s}) d\Omega_i \quad (13)$$

donde I_η es la intensidad de la radiación, s es la longitud de trayectoria geométrica, \mathbf{s}_i es el vector unitario en una dirección dada, I_{b_η} es la intensidad de cuerpo negro, \mathbf{s} es la dirección propagación, k_η es la absortividad, β_η es el coeficiente de extinción, $\sigma_{s\eta}$ es el coeficiente de dispersión y Ω_i es el ángulo sólido. En éste trabajo se considera al aire como un fluido radiativamente no participante, es decir, se considera que no emite, no absorbe ni dispersa la radiación térmica. De esta forma, la ecuación de transferencia radiativa se convierte en:

$$\frac{dI_\eta}{ds} = 0 \quad (14)$$

3.2.2. Condiciones de frontera.

Las condiciones frontera hidrodinámicas fueron obtenidas asumiendo una condición de no deslizamiento en las paredes, por lo tanto las componentes de la velocidad son iguales a cero. Debido a que se considera que el aire entra de manera perpendicular a la abertura con un valor constante de la velocidad por lo tanto las restantes se consideran iguales a cero. Para las salidas se asumió una condición frontera de flujo totalmente desarrollado, además el transporte difusivo se consideró despreciable. Las condiciones de turbulencia, energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta ($k_{t,en}$ y $\varepsilon_{t,en}$) se obtuvieron aplicando las correlaciones empíricas dadas por Nielsen [46].

$$k_{t,en} = 1.5(0.04U_{en})^2 \quad (15)$$

$$\varepsilon_{t-en} = \frac{(k_{t,en})^{0.5}}{l_y} \times 0.1 \quad (16)$$

3.2.2.1. Cavity ventilada sin transferencia de masa (CO_2).

En forma matemática las condiciones hidrodinámicas se consideraron de la siguiente manera:

Para las paredes:

$$(\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0)_{x=0} \quad (17)$$

$$(\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0)_{x=L} \quad (18)$$

$$(\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0)_{y=0} \quad (19)$$

$$(\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0)_{y=H} \quad (20)$$

$$(\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0)_{z=0} \quad (21)$$

$$(\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = 0)_{z=W} \quad (22)$$

En las entradas para la Configuración 1 y 2, respectivamente:

$$1 \left\{ \begin{array}{l} \text{E 1} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \\ \text{E 2} \quad (0.46 \leq x \leq 0.54, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \\ \text{E 3} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \end{array} \right. = U_{en} \quad (23a)$$

$$2 \left\{ \begin{array}{l} \text{E 1} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \\ \text{E 2} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.46 \leq z \leq 0.54) \\ \text{E 3} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \end{array} \right. = U_{en} \quad (23b)$$

En las salidas para la Configuración 1 y 2, respectivamente:

$$1 \left\{ \begin{array}{l} \text{S7} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \\ \text{S8} \quad (0.46 \leq x \leq 0.54, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \\ \text{S9} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \end{array} \right. \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) = \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = 0 \quad (24a)$$

$$2 \left\{ \begin{array}{l} \text{S1} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \\ \text{S4} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.46 \leq z \leq 0.54) \\ \text{S7} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \end{array} \right. \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) = \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = 0 \quad (24b)$$

Las condiciones térmicas se consideraron de la siguiente manera:

Para las paredes:

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x} \right)_{x=0} = -\frac{q}{k} \quad (25)$$

$$T(x, y, z)_{x=L} = T_c \quad (26)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right)_{y=0} = 0 \quad (27)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \right)_{y=H} = 0 \quad (28)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial z}\right)_{z=0} = 0 \quad (29)$$

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial z}\right)_{z=L} = 0 \quad (30)$$

En las entradas para la Configuración 1 y 2, respectivamente:

$$1 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{E 1} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \\ \text{E 2} \quad (0.46 \leq x \leq 0.54, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \\ \text{E 3} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \end{array} \right. \quad T_{en} \quad (31a)$$

$$2 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{E 1} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \\ \text{E 2} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.46 \leq z \leq 0.54) \\ \text{E 3} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \end{array} \right. \quad T_{en} \quad (31b)$$

En las salidas para la Configuración 1 y 2, respectivamente:

$$1 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{S 7} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \\ \text{S 8} \quad (0.46 \leq x \leq 0.54, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \\ \text{S 9} \quad (0.73 \leq x \leq 0.81, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \end{array} \right. \quad \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) = \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = 0 \quad (32a)$$

$$1 \quad \left\{ \begin{array}{l} \text{S 1} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.19 \leq z \leq 0.27) \\ \text{S 4} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.46 \leq z \leq 0.54) \\ \text{S 7} \quad (0.19 \leq x \leq 0.27, y=1.0, 0.73 \leq z \leq 0.81) \end{array} \right. \quad \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) = \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right) = 0 \quad (32b)$$

3.2.2.2. Cavity ventilada con transferencia de masa (CO₂).

Las condiciones hidrodinámicas se consideraron de la siguiente manera:

Para las paredes:

$$(\bar{u} = \bar{v} = 0)_{x=0} \quad (33)$$

$$(\bar{u} = \bar{v} = 0)_{x=L} \quad (34)$$

$$(\bar{u} = \bar{v})(3.0, 0 \leq y < 2.1, 2.3 < y \leq 2.5) = 0 \quad (35)$$

$$(\bar{u} = \bar{v})(0.0, 0 \leq y < 0.2, 0.4 < y \leq 2.5) = 0 \quad (36)$$

En la entrada:

$$(x=L, 0.2 \leq y \leq 0.4) = U_{en} \quad (37)$$

En la salida:

$$\left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right) = \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right) = 0 \quad (38)$$

Las condiciones de frontera térmicas se consideraron de la siguiente manera:

$$T(3.0, 0 \leq y < 2.1, 2.3 < y \leq 2.5) = T_C = 308 \text{ K} \quad (39)$$

$$T(0.0, 0 \leq y < 0.2, 0.4 < y \leq 2.5) = T_F = 298 \text{ K} \quad (40)$$

Para las paredes adiabáticas:

- Sin radiación:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{0 \leq x \leq 3, y=0} = 0 \quad (41)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{0 \leq x \leq 3, y=2.5} = 0 \quad (42)$$

- Con radiación:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{0 \leq x \leq 3, y=0} = \frac{q_{r1}}{\lambda} \quad (43)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{0 \leq x \leq 3, y=2.5} = \frac{q_{r2}}{\lambda} \quad (44)$$

En la entrada:

$$T_{en} = 285 \text{ K} \quad (45)$$

En la salida:

$$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}\right) = \left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right) = 0 \quad (46)$$

Las condiciones de frontera para el CO₂ son:

Para las paredes:

$$\bar{u}(0, y) = \bar{v}(0, y) = 0 \quad (47)$$

$$\bar{u}(L, y) = \bar{v}(L, y) = 0 \quad (48)$$

$$\bar{u}(3.0, 0 \leq y < 2.1, 2.3 < y \leq 2.5) = \bar{v}(3.0, 0 \leq y < 2.1, 2.3 < y \leq 2.5) = 0 \quad (49)$$

$$\bar{u}(0, 0 \leq y < 0.2, 0.4 < y < 2.5) = \bar{v}(0, 0 \leq y < 0.2, 0.4 < y < 2.5) = 0 \quad (50)$$

En la entrada:

$$C_{CO_2}(L, 0.2 \leq y \leq 0.4) = 0 \quad (51)$$

En la salida:

$$\left(\frac{\partial \bar{C}_A}{\partial x}\right) = \left(\frac{\partial \bar{C}_A}{\partial y}\right) = 0 \quad (52)$$

Humano:

$$m_{CO_2} = 0.000012 \text{ kg/s} \quad (53)$$

Parámetros adimensionales.

Para generalizar los resultados se utilizaron las siguientes definiciones de los números adimensionales de Reynolds (Re) y Rayleigh (Ra):

$$Ra = \frac{g\beta q'' L_y^4}{\nu\alpha\lambda} \quad (54)$$

$$\text{Re} = \frac{U_{\text{en}} L_y}{\nu} \quad (55)$$

donde ν es la viscosidad cinemática, q'' es el flujo de calor en la pared caliente, L_y es la altura de la cavidad, U_{en} es la velocidad del aire a la entrada y α es la difusividad térmica.

Además se utilizaron los siguientes parámetros adimensionales para la transferencia de calor, los cuales se definen a continuación:

Se define el número de Nusselt convectivo como el cociente entre la transferencia de calor por convección natural y la transferencia de calor debido a la conducción:

$$\text{Nu}_c = \frac{q_{\text{conveccion}}}{q_{\text{conduccion}}} = \frac{h(T_C - T_{\text{ref}})}{\lambda(T_C - T_{\text{ref}})/L_{\text{ref}}} \quad (56)$$

donde h es el coeficiente local de transferencia convectiva. Los valores de T_{ref} y L_{ref} fueron considerados como T_{en} and L_y respectivamente.

El coeficiente de Nusselt promedio se obtuvo integrando el número de Nusselt local sobre el área de la pared isotérmica:

$$\overline{\text{Nu}}_c = \int_0^{L_y} \int_0^{L_z} \text{Nu}_c \, dy \, dz = \frac{\bar{h} L_{\text{ref}}}{\lambda} \quad (57)$$

donde \bar{h} es el coeficiente de transferencia de calor convectivo.

El número de Nusselt radiativo, se define como el cociente entre la transferencia de calor radiativo y la transferencia de calor debido a la conducción pura, matemáticamente:

$$\text{Nu}_r = \frac{q_{\text{radiacion}}}{q_{\text{conduccion}}} = \frac{q_{\text{radiacion}}}{\lambda(T_C - T_{\text{ref}})/L_{\text{ref}}} \quad (58)$$

El número de Nusselt radiativo se obtuvo integrando los números de Nusselt radiativos sobre la pared isotérmica siguiendo la siguiente relación matemática:

$$\overline{\text{Nu}}_r = \int_0^{L_y} \int_0^{L_z} \text{Nu}_r \, dydz \quad (59)$$

El número de Nusselt total promedio ($\overline{\text{Nu}}_t$) fue calculado sumando el número de Nusselt convectivo promedio y el número de Nusselt radiativo promedio.

Efectividad de la distribución de la temperatura.

Efectividad de la distribución de la temperatura ($\bar{\epsilon}_T$) es un parámetro relacionado a la forma en que se distribuye la temperatura en una habitación. Cuando se tienen valores altos de $\bar{\epsilon}_T$ indican que existe una distribución uniforme dentro de la habitación Awbi [3] define éste parámetro en función de las siguientes variables:

$$\bar{\epsilon}_T = \frac{T_{\text{salida}} - T_{\text{entrada}}}{T_{\text{promedio}} - T_{\text{entrada}}} \quad (60)$$

dónde: T_{salida} es la temperatura promedio en las salidas, T_{promedio} es la temperatura promedio en el interior de la habitación y T_{entrada} es la temperatura promedio en las entradas. Un sistema de ventilación eficiente es el que es capaz de alcanzar el confort térmico y calidad del aire en la zona ocupada. Aunque los valores altos de $\bar{\epsilon}_T$ pueden representar alto rendimiento en cuanto a la distribución del calor en una habitación, éste parámetro por sí sólo es sólo una aproximación del confort térmico de la zona ocupada.

3.3 Solución del modelo matemático e independencia de malla.

Los resultados numéricos fueron obtenidos utilizando el software de dinámica de fluidos computacional Fluent, 6.3, el cuál resuelve las ecuaciones gobernantes por el método de volumen finito. Por otro lado, los términos convectivos son discretizados aplicando el esquema de Ley de Potencia de Patankar [47]. El modelo de transferencia de calor radiativo es resuelto con el método de ordenada discreta, el cual consiste en la evaluación de la ecuación de transferencia radiativa con la cuadratura de Gauss sobre el ángulo. La convergencia se alcanzó cuando el residuo ponderado de cada una de las ecuaciones fue igual a 10^{-3} .

3.3.1 Método de volumen finito.

El punto de inicio del método de volumen finito es usar la forma integral de las ecuaciones de conservación. El dominio de estudio se subdivide en un número finito de volúmenes de control (VC) adyacentes, aplicándose cada ecuación de conservación a cada volumen de control. En el centro de cada VC se coloca un nodo computacional en el cual las variables son calculadas; posteriormente, se interpola para expresar los valores de las variables en las superficies de los VC en términos de los valores nodales, como resultado se obtiene una ecuación algebraica para cada VC, en la cual aparecen valores de los nodos vecinos. Para determinar los flujos totales en las caras del volumen de control, es necesario conocer los flujos convectivos y los difusivos, por lo cual se requiere un esquema de discretización para los términos convectivos Existen esquemas de bajo y alto orden; los esquemas de bajo orden siempre utilizan uno o dos puntos para la aproximación en la interfase del volumen de control. Los esquemas que se utilizan convencionalmente son:

- a) Diferencias centradas. Éste utiliza el promedio de los dos valores nodales más cercanos a la frontera para aproximar a la variable.

- b) Upwind. Aproxima el valor de la variable en la frontera del volumen de control con el valor nodal inmediatamente a la frontera, según el sentido de la velocidad.
- c) Híbrido. Tiene las características del esquema centrado y del esquema upwind; se usa el esquema de diferencias centradas para velocidades bajas y el upwind para velocidades elevadas.
- d) Ley de potencia. Es una modificación del esquema híbrido en base un esquema exponencial, presenta mejores resultados que el esquema híbrido.
- e) QUICK. Es un esquema de alto orden en términos del truncamiento de la serie de Taylor; la ventaja del uso de esquemas de alto orden es que éstos involucran más nodos vecinos y reducen los errores de discretización. El esquema QUICK involucra tres valores hacia adelante con una interpolación cuadrática para los valores en la interfase del volumen de control.

Para la solución de las ecuaciones se utiliza un algoritmo para acoplar las ecuaciones de momento y masa, conocido como algoritmo SIMPLEC, con el cual se realizan las iteraciones necesarias para obtener el resultado. El algoritmo SIMPLEC se puede resumir de la siguiente manera:

1. Se establece la condición inicial de las propiedades; de cada componente de la velocidad, de la presión, la temperatura, la energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta.
2. Se obtiene la solución aproximada del campo de velocidad, resolviendo las ecuaciones de momento a partir de un campo de presión supuesto.
3. Se calcula la corrección de presión.
4. Se obtiene la corrección de las velocidades.
5. Se determinan los valores actualizados de las variables.
6. Se resuelven la ecuación de energía, la energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta y se verifica la convergencia en cada paso de tiempo, en caso de no satisfacerse el criterio de convergencia entonces se actualizan los valores para repetir todos los pasos nuevamente.

7. Alcanzada la convergencia al estado permanente (o un tiempo máximo) se determina el valor del número de Nusselt total a partir del campo de temperatura.

3.3.2 Independencia de malla

Para determinar el tamaño apropiado de la malla en la habitación tridimensional, se llevaron a cabo estudios de independencia de malla para cada configuración. Todas las mallas utilizadas, fueron no uniformes, con mayor densidad de nodos en la cercanía a la pared calentada e isotérmica. A continuación se presentan los resultados para cada uno de los casos considerados.

Cavidad ventilada.

Para llevar a cabo la independencia de malla se consideraron las siguientes condiciones: un flujo de calor de 300 W/m^2 , temperatura de entrada de 285 K y una velocidad de entrada de 0.5 m/s . En la Tabla 3.3, se muestra el número de Nusselt promedio en la pared isotérmica para cada tamaño de malla analizado, donde se puede observar que el porcentaje de diferencia entre el número de Nusselt promedio es menor a 1% cuando se tiene una malla de $145 \times 50 \times 50$ (362500 nodos).

Cavidad ventilada con transferencia de masa (CO_2).

Para determinar la malla a utilizar para el estudio bidimensional, se llevó a cabo otro estudio de independencia de malla, considerándose una velocidad de entrada de 0.5 m/s y una $T_c=308$, $T_h=298$. El número de Nusselt promedio en la pared isotérmica, se encontró independiente del tamaño de la malla con una malla de 150 nodos en la dirección horizontal y 150 nodos en la dirección vertical, para dar un total de 29 260 celdas (Tabla 3.4).

Tabla 3.3 Estudio de independencia de malla para la cavidad ventilada.

Malla	Posición del primer nodo (m)	Total nodos	\overline{Nu}_{prom}	%
105x50x50	0.0052	264 000	280.93	-
115x50x50	0.0043	289 000	307.18	9.34
125x50x50	0.0037	314 000	323.35	5.26
135x50x50	0.0018	339 000	343.55	6.24
145x50x50	0.00035	364 000	333.63	2.88
155x50x50	0.00031	384 000	333.89	0.078

Tabla 3.4 Estudio de independencia de malla para la cavidad ventilada con transferencia de masa.

Malla	\overline{Nu}_{prom}	%
70x50x50	112.46	-
110x50x50	113.63	1.04
130x50x50	113.99	0.32
150x50x50	114.10	0.10

3.4 Sistema experimental

A continuación se describe la estructura del dispositivo así como la metodología para llevar a cabo el estudio experimental.

3.4.1 Gabinete de prueba.

El gabinete de prueba (Figura 3.5), el cual consta de 4 volúmenes contruidos a base de placas de madera de pino y en su interior placas de poliestireno expandido de 5 cm de espesor. Se cuenta con un intercambiador de calor (Figura 3.6) para mantener la superficie del lado derecho fría y del lado opuesto se colocó la resistencia térmica sobre una placa de madera de pino. Las seis caras internas de la cavidad fueron cubiertas con una película de aluminio pulido ($\epsilon \approx 0.03$).

3.4.2 Paredes aisladas térmicamente.

Las paredes adiabáticas del dispositivo se construyeron en forma de son cajones de madera de pino (triplay) los cuales se encuentran rellenos de poliestireno expandido con un espesor de 5 cm. La configuración anterior sirve para asegurar la condición adiabática requerida del estudio.

3.4.3 Sistema de Enfriamiento.

El sistema de enfriamiento (Figura 3.7), se encuentra compuesto de la siguiente manera: el intercambiador de calor adyacente a la cubierta de la superficie fría, el cual a su vez está conectado a un equipo de baño termostático con agua como fluido de trabajo. El intercambiador de calor es de la marca TEMP-PLATE (Figura 3.6) fabricado con lámina de acero inoxidable con dimensiones de 91.44 cm x 101.6 cm y 0.3175 cm de espesor nominal. Su comportamiento hidráulico garantiza bajas caídas de presión además de una distribución uniforme de la temperatura. Los puntos soldados y canales inflados inducen

la turbulencia del fluido para alcanzar altos coeficientes de transferencia de calor. El intercambiador está conectado a un equipo de baño termostático de la marca COLE-PARMER, como el que se muestra en la Figura 3.7, que cuenta con las siguientes características:

- * Capacidad: 13 litros.
- * Rango de temperatura: -30 a 200° C.
- * Precisión de lectura: ± 0.25 ° C.
- * Presión de la bomba: 4.9 psi, 11 a 24 L/min.
- * Potencia de enfriamiento: 660 W a 20° C y 240 W a -20° C.

3.4.4 Sistema de Suministro de Calor.

El sistema de suministro de calor está compuesto por una resistencia eléctrica flexible de uso industrial cubierta de silicón y las siguientes medidas: 91.44 cm por 100.96 cm (Figura 3.8). La potencia máxima es de 500 W operando con 120 V. El suministro de energía eléctrica a la resistencia eléctrica se llevó a cabo con un auto transformador variable (Variac) marca Powerstat con entrada de 120 V y salida de 0 a 140 V y 22 A. La resistencia está en contacto directo con la lámina de aluminio hacia el interior de la cavidad y ésta es soportada por una placa de madera de pino en la parte que da al exterior de la cavidad.

3.4.5 Sistema de sensores de temperatura y sistema de adquisición de datos.

El sistema de adquisición de datos está compuesto por dos adquisidores de datos de la marca Agilent modelo 34970A; cada adquisidor de datos tiene capacidad para 3 tarjetas multiplexoras con capacidad de 20 termopares cada una. Para el monitoreo de las temperaturas se utilizaron termopares tipo K con un diámetro de 0.06 mm de la marca Omega a diferentes alturas dentro de la cavidad. El sistema de adquisición de datos se

conectó a una computadora Lanix con procesador Pentium 4 2.40 GHz con un 1Gb de Ram y sistema operativo Windows XP para procesar los datos.

Se colocaron termopares en las siguientes alturas: $y = 0.25, 0.50$ y 0.75 m y en tres profundidades $z = 0.25, 0.50$ y 0.75 m. La disposición de los sensores en el eje x , se decidió con el apoyo de simulaciones numéricas para determinar el espesor de la capa límite térmica. En la Figura 3.9, se presenta la variación la temperatura, en la dirección x para varias alturas dentro de la cavidad. Se puede apreciar que los resultados numéricos indican que la capa límite térmica para la pared fría (Figura 3.9-a) se presenta en la región $0-0.025$ m, mientras que la capa límite para la pared caliente (Figura 3.9-b) se encuentra en la región 0.995 m- 1 m. Considerando lo anterior el primer termopar se colocó a 2 mm de separación de las paredes caliente y fría, para posteriormente irse colocando a 2 mm de separación como se muestra en la Figura 3.9, adicionalmente se posicionó un sensor en el interior de la cavidad en $x=0.50$ m para tener la medición de la temperatura en el centro de la cavidad. En la Figura 3.10 se observa el plano xy en $z=0.50$ m, con las posiciones donde se colocaron los termopares para las cuatro alturas. En la dirección x los termopares se colocaron en 15 posiciones diferentes ($0, 0.004$ m, 0.008 m, 0.012 m, 0.016 m, 0.020 m, 0.030 m, 0.50 m, 0.970 m, 0.980 m, 0.984 m, 0.988 m, 0.992 m, 0.996 m, 1.0 m). Por lo tanto se colocaron 5 termopares dentro de las capas límite térmicas y 3 fuera de ellas.



Figura 3.5 Prototipo experimental.

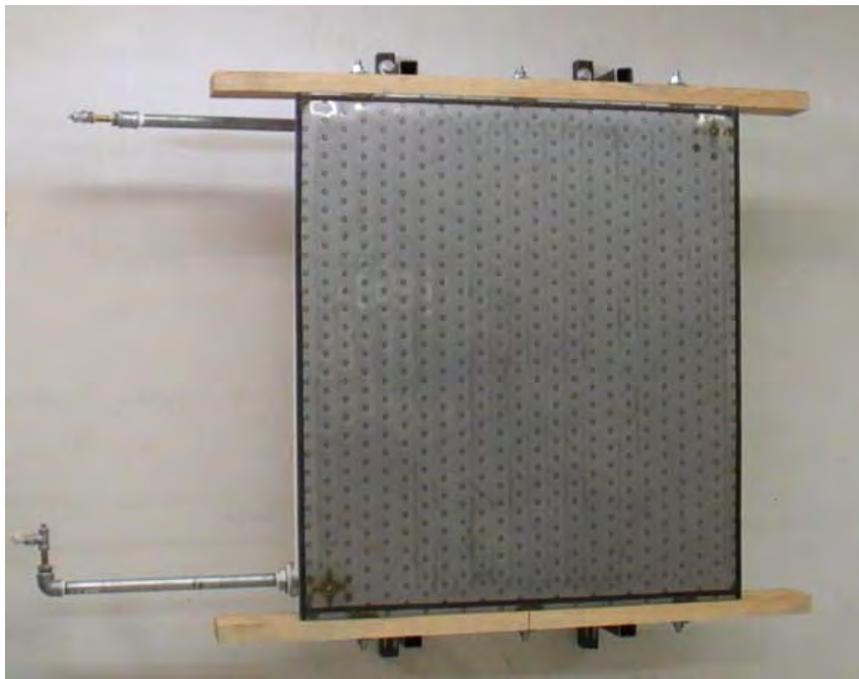


Figura 3.6 Intercambiador de calor.



Figura 3.7 Sistema de baño termostático.



Figura 3.8 Suministro de energía eléctrica y resistencia eléctrica.

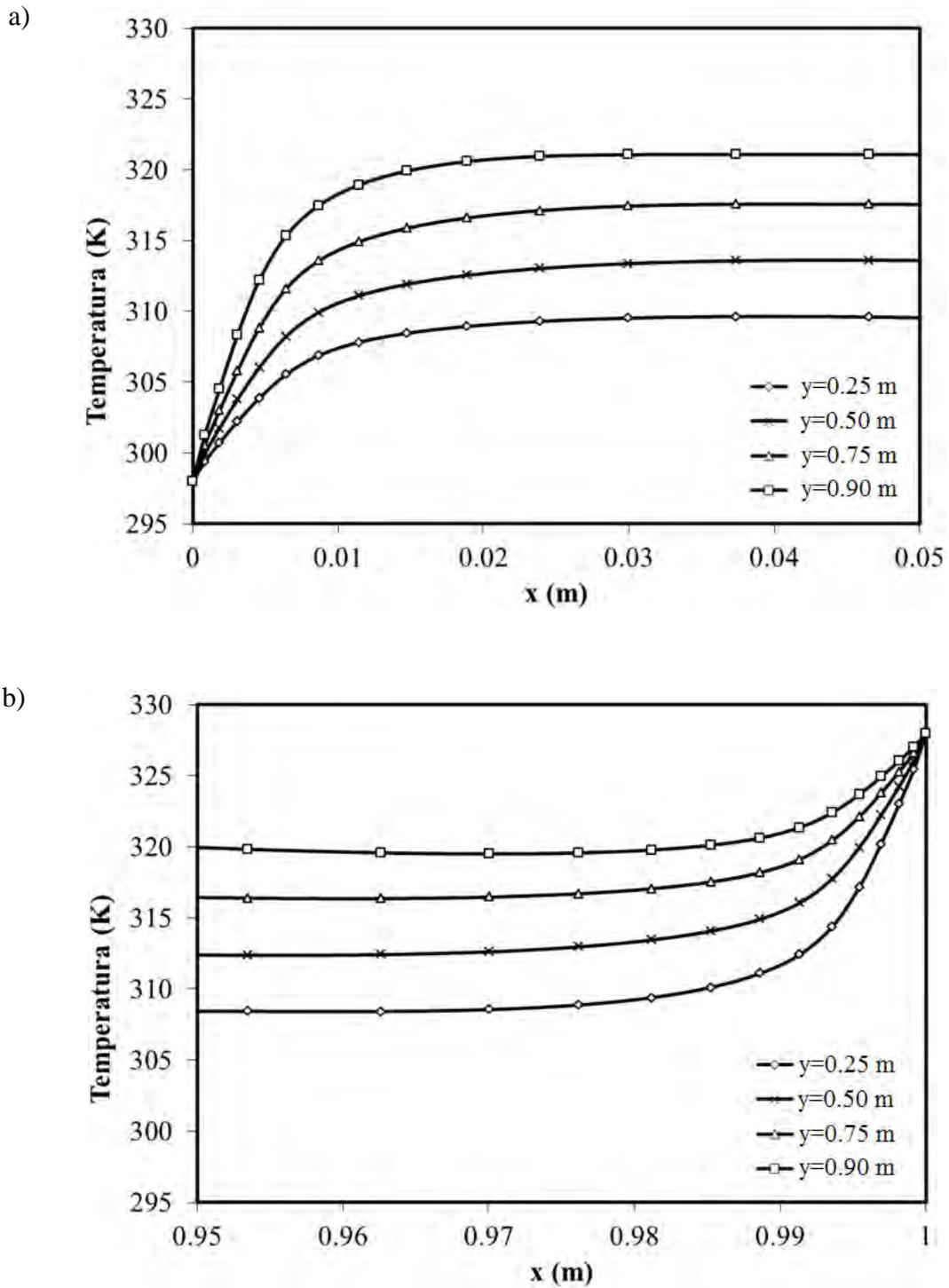


Figura 3.9 Perfiles de temperatura: a) cerca de pared fría y b) cerca de pared caliente.

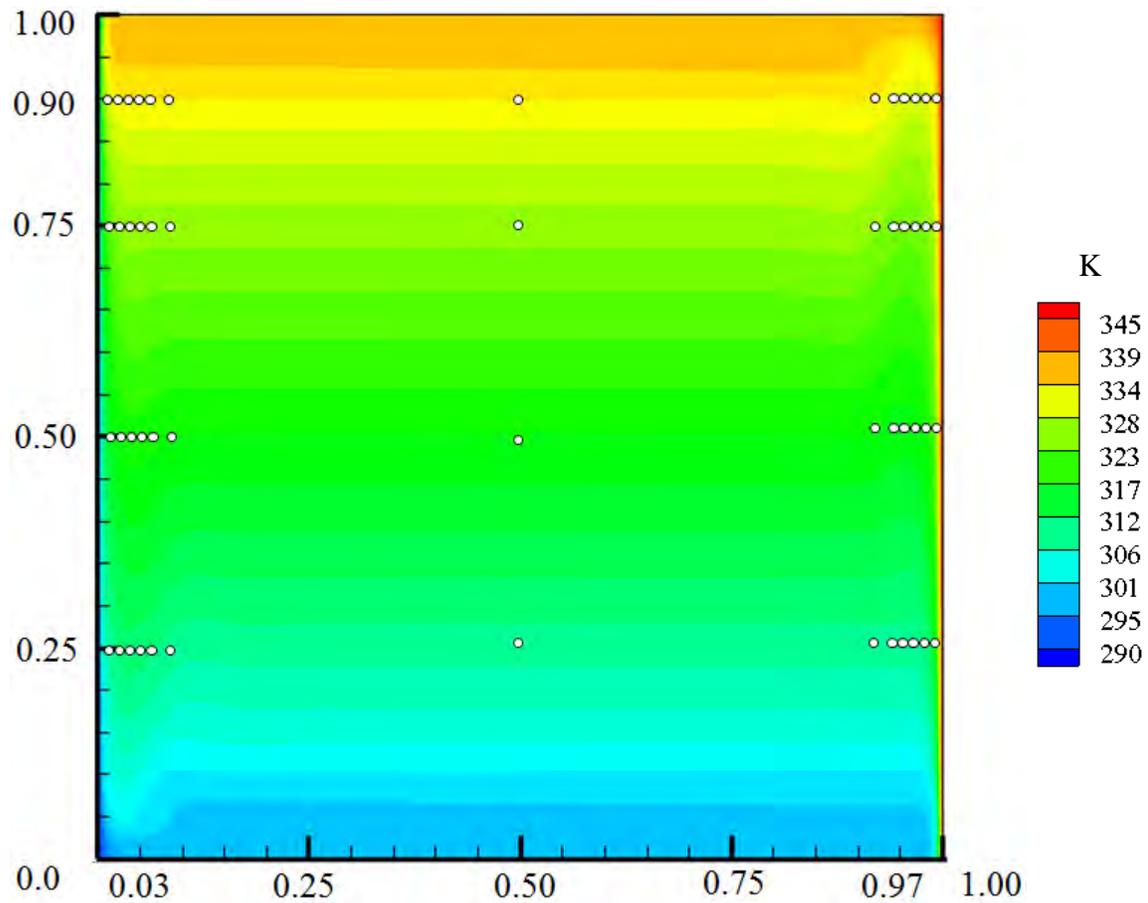


Figura 3.10 Disposición de termopares en el plano xy . $z=0.50$ m

3.4.6 Sistema de ventilación.

Se elaboró una pared de 1.0×1.0 m con 9 aberturas, las cuales pudieran ser utilizadas como entradas o salidas de aire, como se observa en la Figura 3.11. Para las entradas de aire el sistema de ventilación consta de tres ventiladores marca Steren, los cuales proporcionan una velocidad de hasta 1.5 m/s. La velocidad pudo ser variada, regulando el voltaje que alimenta a los ventiladores. Los ventiladores se colocan dentro de un ducto de 30 cm que se coloca sobre el hueco de entrada del aire. En la Figura 3.11 se muestran los componentes del sistema de ventilación de la cavidad. En la Figura 3.11-a, se

muestra la pared con los orificios de ventilación, los cuales pueden ser utilizados como entrada o salida del aire; mientras que en la Figura 3.11-b, se observan los ductos con los ventiladores los cuales fueron colocados en los orificios sobre la pared ventilada.

3.5 Procedimiento y procesamiento de datos experimentales.

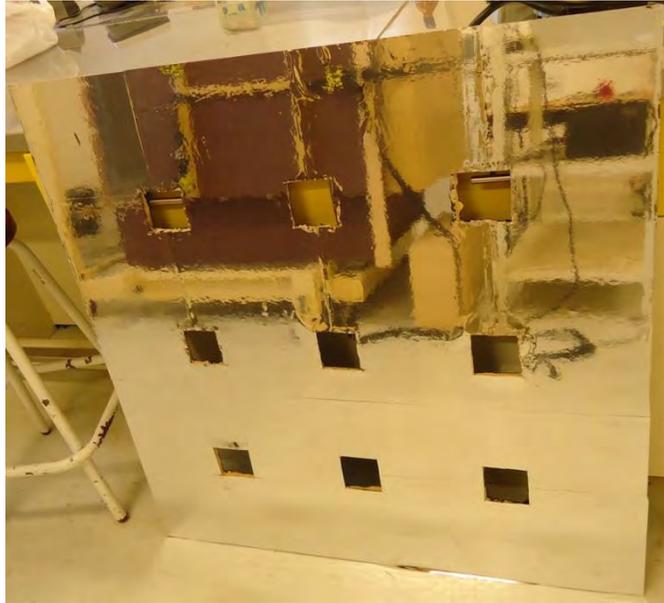
3.5.1 Procedimiento experimental.

Para la obtención de datos, las mediciones se iniciaron de la siguiente manera:

1. Se enciende la computadora y los adquirentes de datos.
2. Se enciende y ajusta el Variac con el voltaje deseado.
3. Se enciende el baño termostático y se coloca el valor de temperatura, la cual fue de 25 °C (298 K).
4. Se encienden los ventiladores, los cuales fueron fijados a dos velocidades: 0.1 y 0.5 m/s.
5. Se inicia la recolección de los datos, ejecutando el comando de grabado de datos.

El experimento se lleva a cabo hasta el estado permanente, lo cual se verifica calculando los valores promedio y desviación estándar de las últimas 1080 mediciones en cada canal de temperatura, obteniéndose desviaciones estándar promedio del orden de ± 0.35 °C. Los valores reportados de transferencia de calor son el resultado de la colocación de la fuente de corriente directa que proporciona la energía para el calentamiento de la resistencia en valores de 43 y 55 V para los casos de 75 y 125 W respectivamente.

a)



b)



Figura 3.11 Sistema de ventilación. a) Pared ventilada y b) Ductos de entrada del aire.

En este estudio se obtuvieron los resultados experimentales del coeficiente convectivo de transferencia de calor (h) a partir de la ley de enfriamiento de Newton:

$$q = hA [\bar{T}_h - \bar{T}_c] \quad (48)$$

en donde:

q = Flujo de calor (W/m^2).

h = Coeficiente convectivo de transferencia de calor ($W/m^2 K$).

A = Área de transferencia de calor (m^2).

T_h = Temperatura promedio de la superficie caliente (K).

T_c = Temperatura promedio de la superficie fría (K).

Se tiene entonces que h esta dado por:

$$h = \frac{q_{cond}}{A[\bar{T}_h - \bar{T}_c]} \quad (49)$$

Considerando que $q = V * I$ y $A=L*H$, entonces se tiene:

$$h = \frac{VI}{WH[\bar{T}_h - \bar{T}_c]} \quad (50)$$

en donde:

V = Voltaje (V).

I = Corriente eléctrica (A).

L = Ancho de la cavidad (m).

H = Altura de la cavidad (m).

3.5.2. Procesamiento de datos experimentales.

A continuación se detalla el tratamiento de la información experimental. El procedimiento se ilustra con los resultados obtenidos para la Configuración 1 con una velocidad de entrada de aire de 0.5 m/s ($Re=2500$) y un flujo de calor de 125 W/m^2 ($Ra=4.50 \times 10^8$). En la Figura 3.12 se presentan las mediciones que proporcionan los sensores de temperatura para el perfil de temperatura correspondiente a una altura de 0.50 m y una profundidad de 0.50 m, desde la pared caliente hasta la pared fría ($x=0.004 \text{ m}$ a $x=0.996 \text{ m}$), en. Los datos se graficaron desde el inicio hasta el final del experimento (12 horas), con un intervalo de medición de 10 segundos.

Se puede apreciar en la Figura 3.13 que para cada posición, la temperatura muestra una notable variación con el tiempo, algo característico de un flujo en régimen turbulento. Con el propósito de comparar con los resultados numéricos se llevó a cabo una promediación en el tiempo de las temperaturas. Lo anterior debido a que los resultados numéricos fueron obtenidos con el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ standard, de la familia de modelos RANS (Reynolds-averaged Navier-Stokes).

Para asegurar el estado permanente se analizó la temperatura en la entrada de la cavidad, las temperaturas en la pared caliente, así como las temperaturas en el interior de la cavidad. En la Figura 3.13a se muestra el comportamiento de la temperatura de entrada del aire, desde el inicio del experimento hasta el final, donde se observa pequeñas variaciones a lo largo de las 12 horas del experimento. En la Figura 3.13b se muestran las temperaturas medidas sobre la pared con flujo de calor, donde se observa al inicio una temperatura baja la cual con el paso del tiempo (aproximadamente 4 horas) llega a su punto máximo manteniéndose prácticamente constante la temperatura desde ese momento hasta el final del experimento.

Considerando la información que proporciona la Figura 3.13 se realizó la promediación de los datos de cada termopar sobre la pared caliente, pared fría, entrada del aire, salidas de aire y así como los que se encuentran en el interior de la cavidad.

En la Figura 3.14 se muestra la promediación de los datos de temperatura para los datos de la Configuración 1, con una velocidad de entrada de aire de 0.5 m/s $Re=2500$ y un flujo de calor de 125 W/m^2 ($Ra=4.50 \times 10^8$). En la Figura 3.14a se indica la promediación de la medición de la temperatura en la entrada del aire en la línea de tendencia sobre la gráfica. Mientras que en la Figura 3.14b se muestra la promediación de los datos de temperaturas sobre la pared caliente ($z=0.5 \text{ m}$) para las cuatro alturas donde se midió, con las líneas de tendencia, observándose que todas siguen una tendencia lineal.

Para un perfil de temperatura en dirección x en cierta profundidad ($z=0.50 \text{ m}$) existen diferentes magnitudes de fluctuación con respecto a la altura donde se encuentre midiendo el perfil. En la Figura 3.16 se observa que para un perfil en una altura de $y=0.25 \text{ m}$ existe menor fluctuación que para un perfil que se encuentra en una altura de $y=0.90 \text{ m}$. Además el rango de temperaturas para el perfil medido en $y=0.25 \text{ m}$ (Figura 3.16a) va desde 25°C hasta casi 40°C , mientras que el perfil medido en $y=0.90 \text{ m}$ (Figura 3.16b) tiene un rango mayor desde aproximadamente 27°C hasta 49°C .

Por otro lado la magnitud de las fluctuaciones que tienen las mediciones de la temperatura en el tiempo, varían con la posición del sensor de temperatura. Lo anterior se observa claramente en la Figura 3.15. En la Figura 3.15a se muestran el comportamiento de la temperatura en la posición $z=0.5 \text{ m}$, donde se observa que las fluctuaciones son menores en los sensores que se encuentran casi adyacentes a la pared con flujo de calor y la pared isotérmica. Mientras que en la Figura 3.15b se muestran los sensores en la posición $z=0.75 \text{ m}$ donde se observa la que las fluctuaciones son ligeramente menores, principalmente en los que son los que se encuentran a 0.004 m de las paredes con flujo de calor e isotérmica respectivamente.

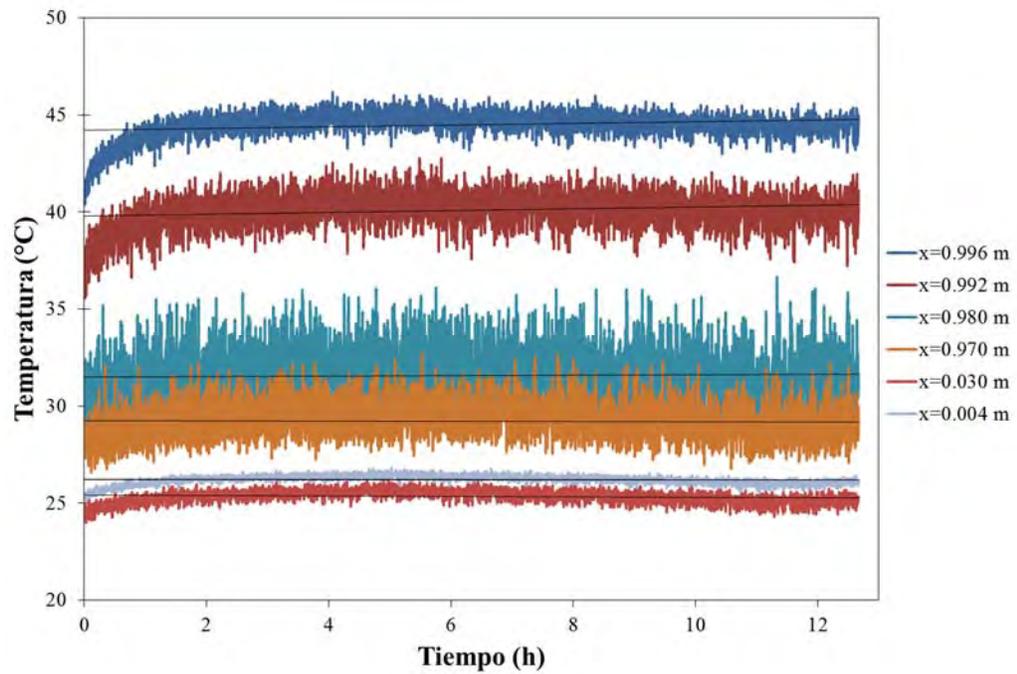
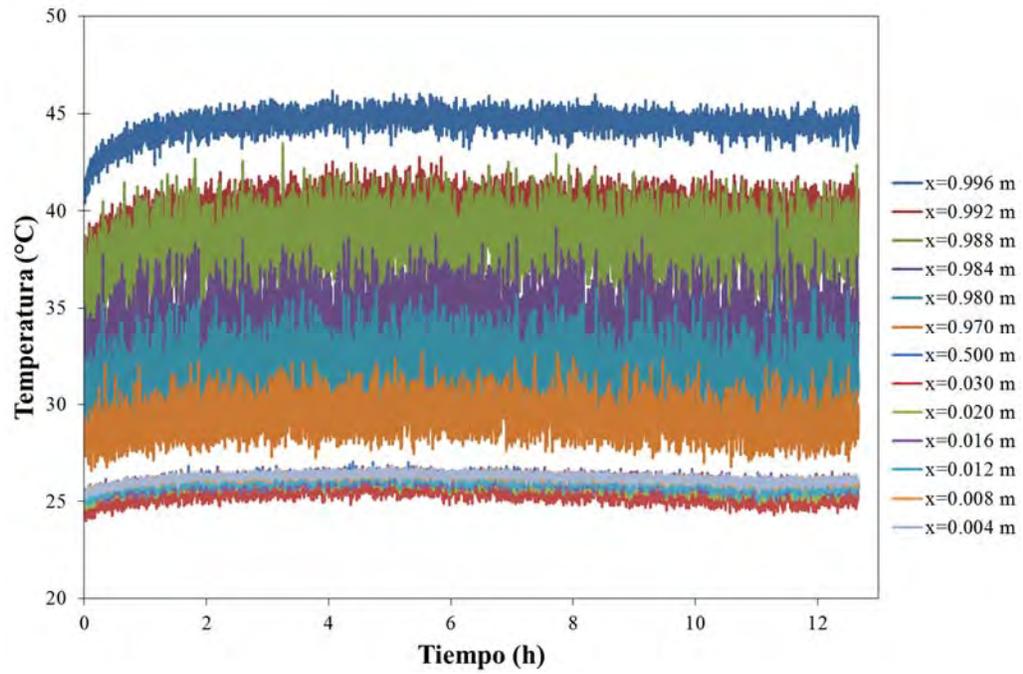


Figura 3.12 Mediciones de temperatura a través del experimento (12 horas)
 $y=0.50$ m y $z=0.50$ m.

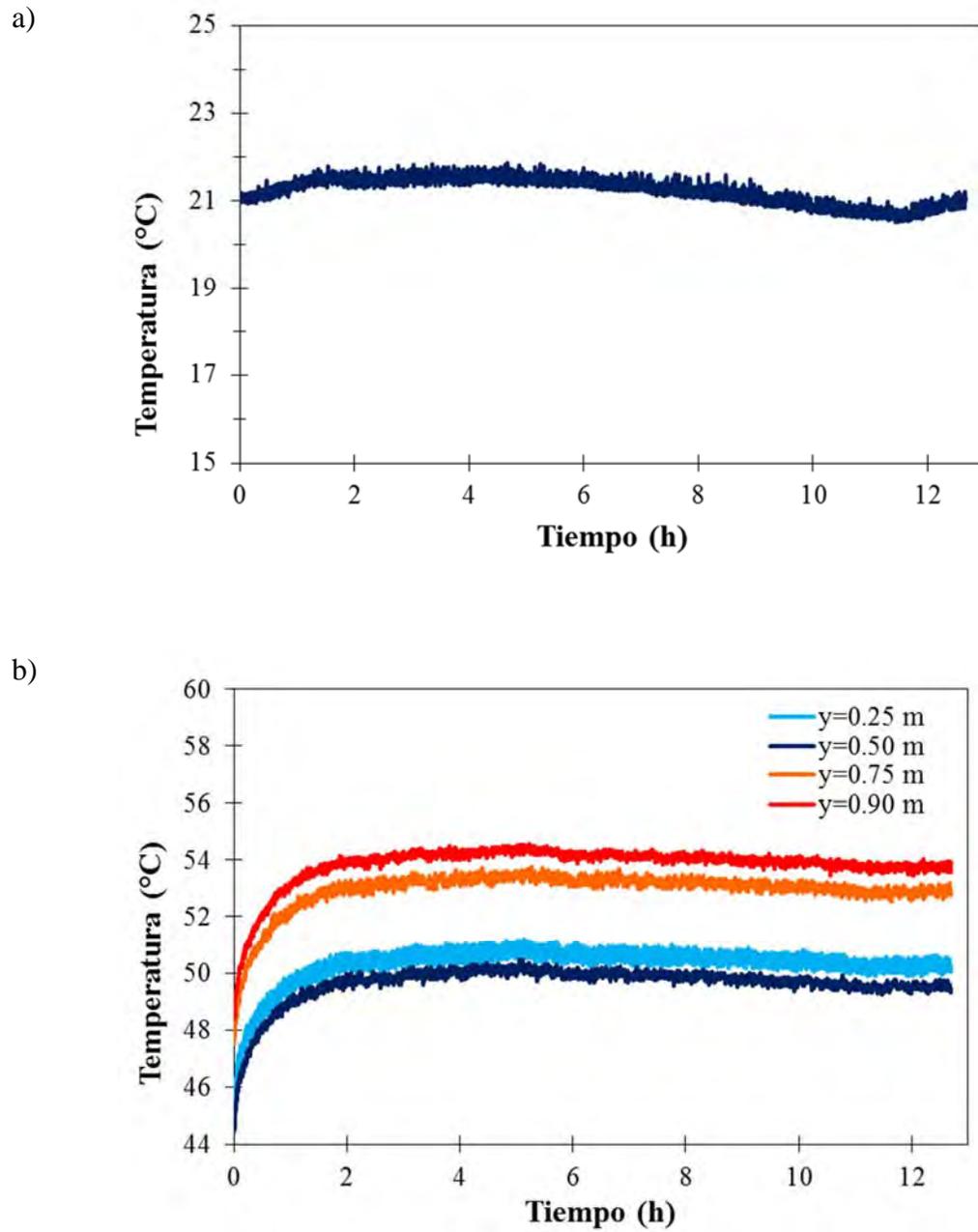


Figura 3.13 Mediciones de temperatura a través del experimento (12 horas)

a) Entrada del aire y b) Pared caliente.

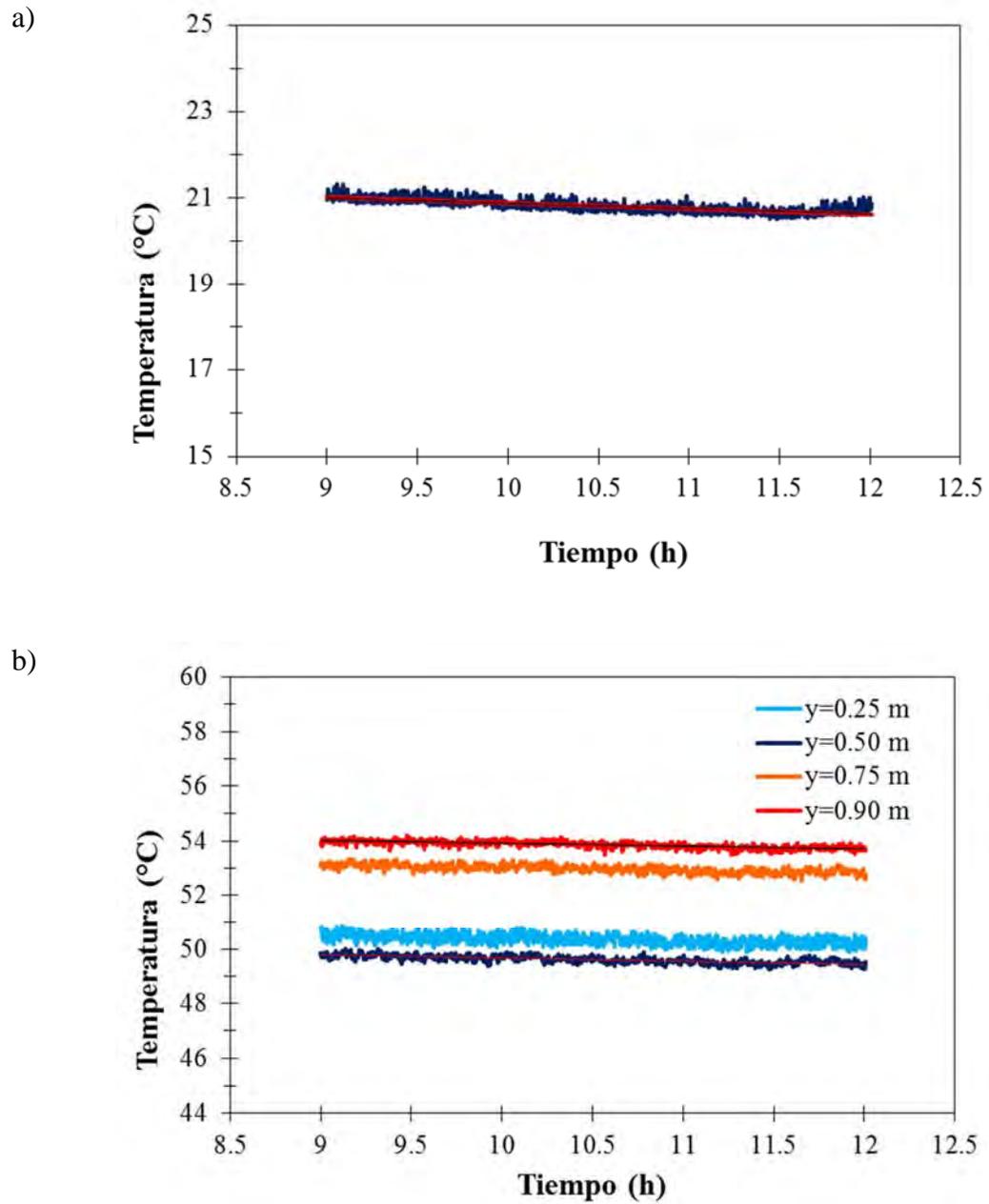


Figura 3.14 Mediciones de temperatura promediadas (3 horas)

a) Entrada del aire y b) Pared caliente.

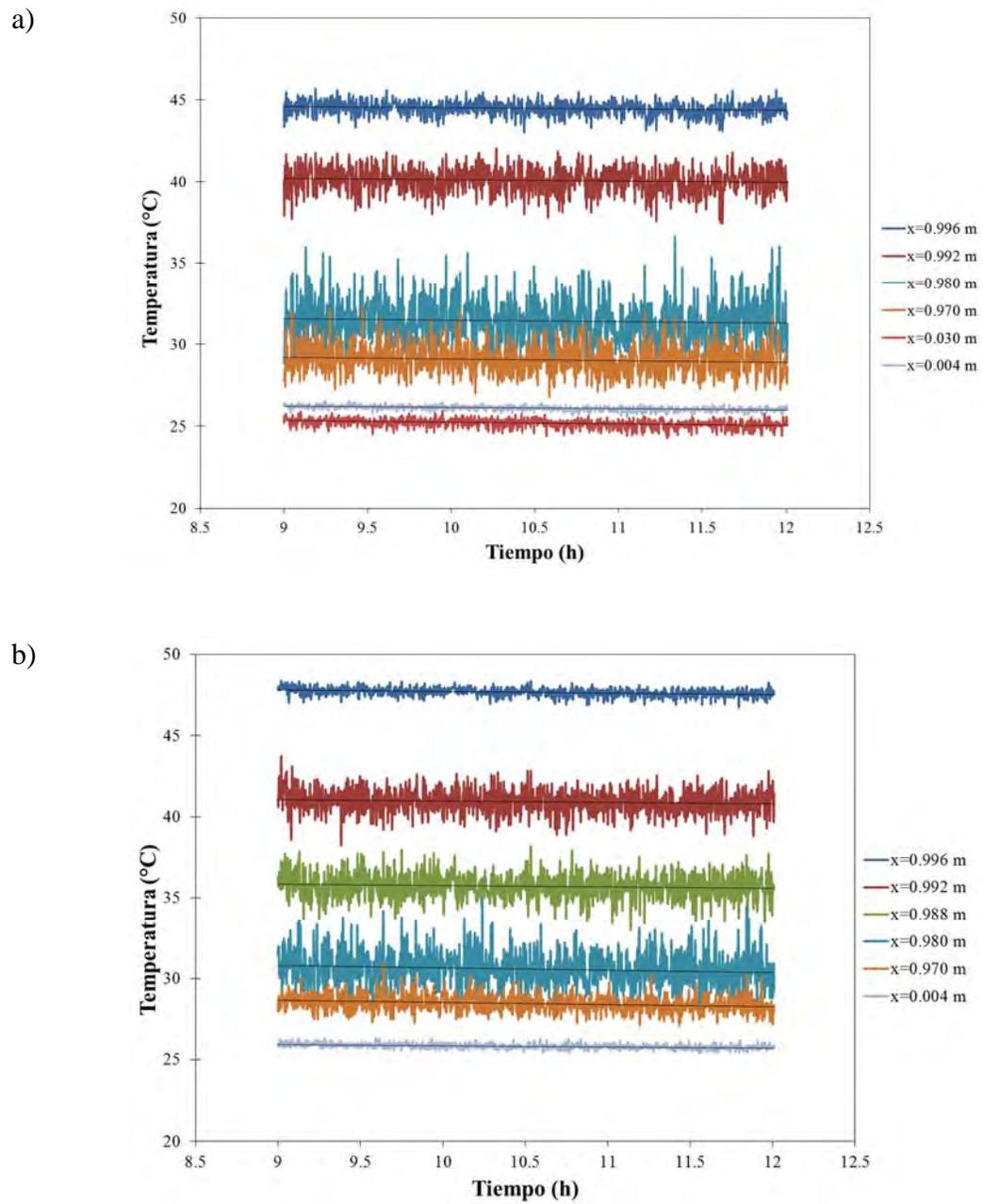


Figura 3.15 Mediciones de temperatura en el interior de la cavidad. $y=0.5$
Configuración 1, velocidad de entrada del aire 0.5 m/s y flujo de calor de 125 W/m²
a) $z=0.50$ m b) $z=0.75$ m

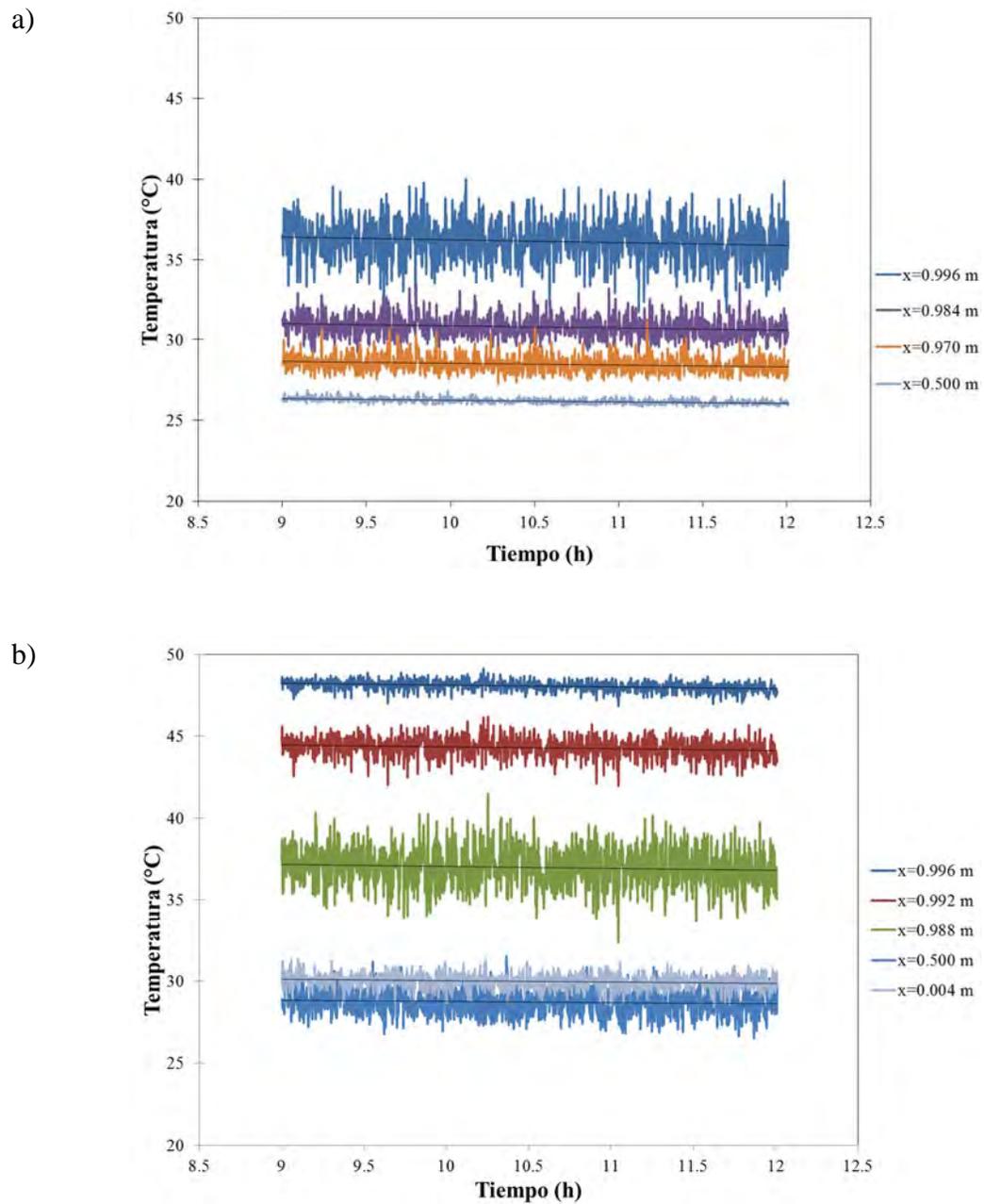


Figura 3.16 Mediciones de temperatura en el interior de la cavidad.

Configuración 1, velocidad de entrada del aire 0.5 m/s y flujo de calor de 125 W/m²

a) $y=0.25$ m y b) $y=0.90$ m.

CAPÍTULO 4

RESULTADOS

4.1 Análisis de resultados experimentales.

A continuación se presentan los resultados del estudio experimental y su comparación con resultados numéricos. Los resultados experimentales se presentan en forma de perfiles de temperatura. Se analizan los efectos del número de Rayleigh (flujo de calor aplicado a la pared caliente), número de Reynolds (velocidad de entrada del aire) así como el efecto de variar la posición de la entrada del aire (Configuración 1 y Configuración 2). La Configuración 1 tiene las entradas del aire por la parte de enfrente sobre el techo y las salidas en la parte posterior sobre el techo, mientras que la Configuración 2, tiene las entradas cercanas a la pared isotérmica (298 K) y las salidas cercanas a la pared con flujo de calor.

La comparación de los resultados experimentales y numéricos se realiza para $Re=2500$ y $Ra=4.50 \times 10^8$; tanto para la Configuración 1 como la Configuración 2. Se graficaron las diferencias porcentuales entre todas los perfiles de temperatura a las alturas y profundidades medidas. Se muestran en forma de tabla la diferencia absoluta y porcentual entre los valores experimentales y los numéricos, para las temperaturas promedio en la pared caliente, pared fría y en las salidas de aire.

4.1.1. Análisis de la transferencia de calor en cavidad ventilada experimental a escala.

4.1.1.1. Efecto del número de Rayleigh.

En las Figuras 4.1a y 4.1b, se presentan los perfiles de temperatura experimentales correspondientes a dos valores del número de Rayleigh, para la Configuración 1 (tres entradas de aire en la parte de enfrente del techo y tres salidas en la parte posterior del techo) y una velocidad del aire de entrada de 0.5 m/s ($Re=2500$). Se muestran los

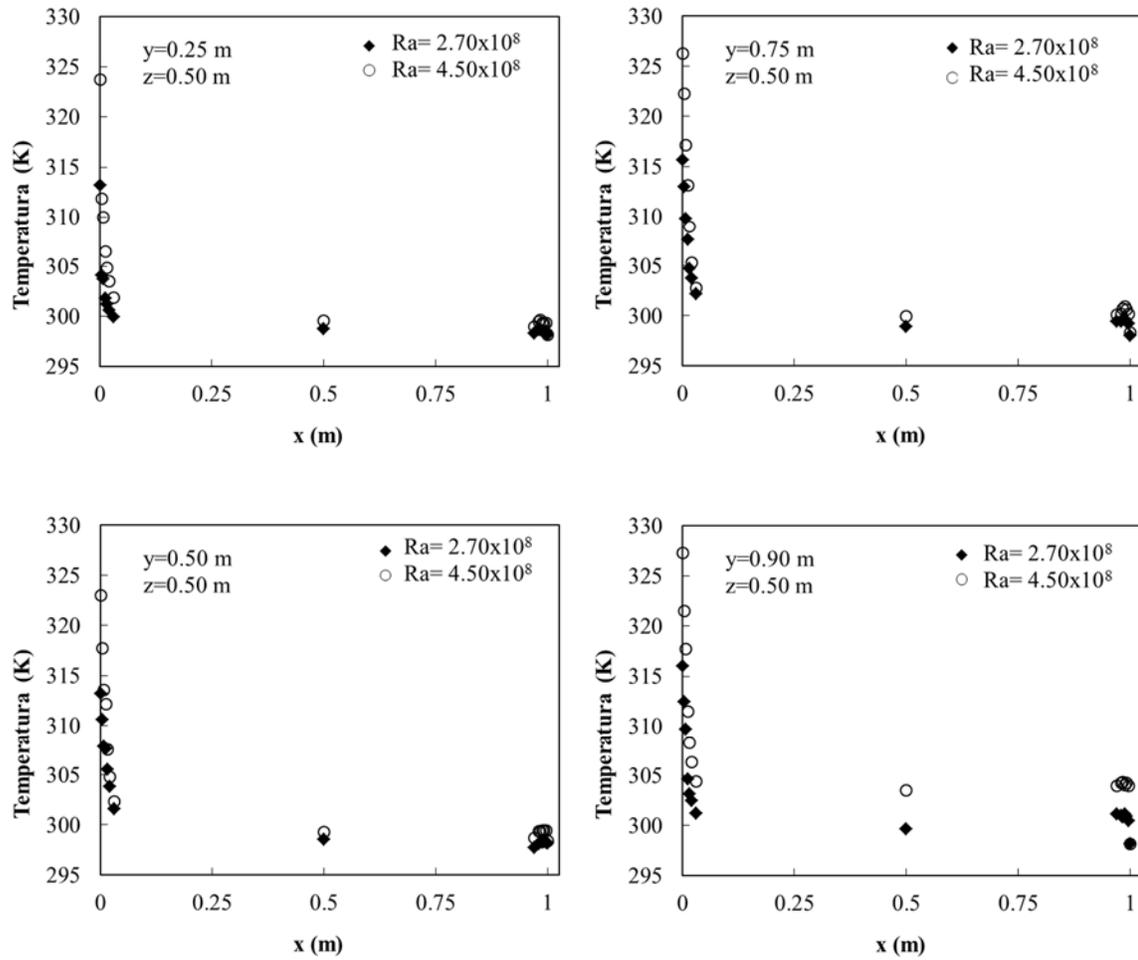


Figura 4.1a Variación de los perfiles de temperatura con el número de Rayleigh con respecto al eje y (Configuración 1 y $Re=2500$).

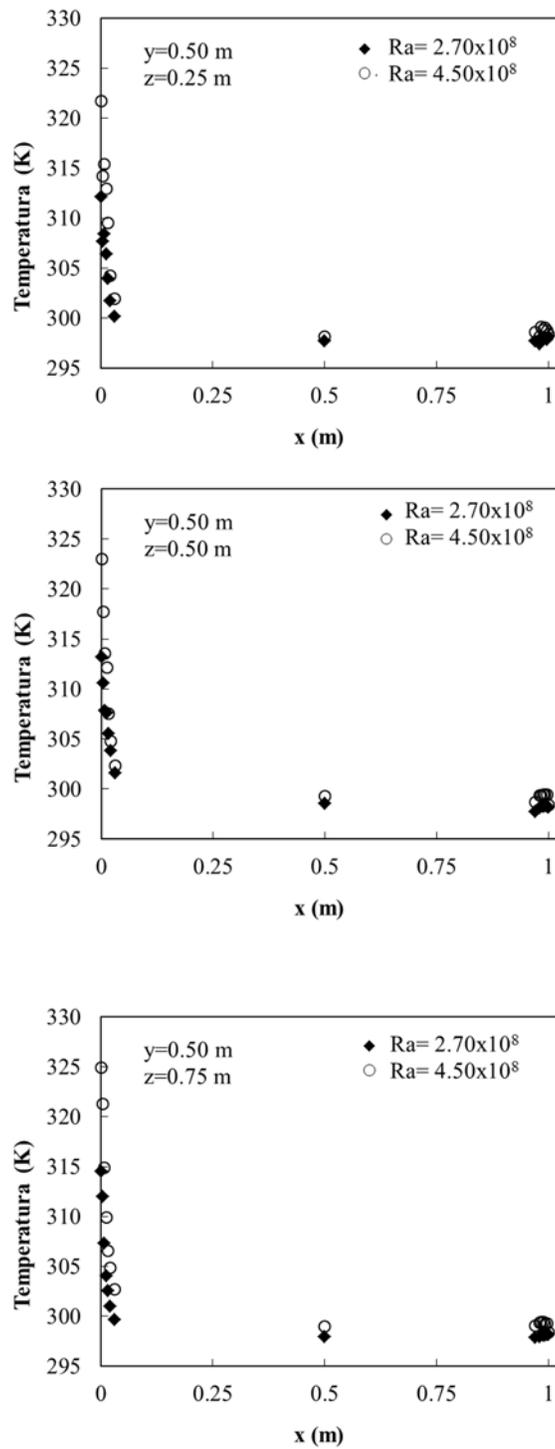


Figura 4.1b Variación de los perfiles de temperatura con el número de Rayleigh con respecto al eje z (Configuración 1 y Re=2500).

perfiles de temperatura en cuatro alturas (0.25 m, 0.50 m, 0.75 m y 0.90 m) en la Figura 4.1a y en la Figura 4.1b en tres profundidades (0.25 m, 0.50 m y 0.75 m). Se observa que los valores de temperatura de los perfiles correspondientes a $Ra=4.5 \times 10^8$ tienen valores más altos. Las temperaturas máximas para $Ra=2.7 \times 10^8$ se encuentran entre 312 y 316 K, mientras que para $Ra=4.5 \times 10^8$ se encuentran entre 322 y 327 K. Por otro lado para cada uno de los perfiles se puede apreciar que el valor más alto de temperatura se encuentra en la pared donde se aplica el flujo de calor. Los resultados también muestran que la temperatura se incrementa con la altura, por lo que el perfil con los valores más altos es el de $y=0.90$ m. La temperatura más baja es de 298 K, que corresponde a la temperatura que se fija a la pared isotérmica ($x=1.0$ m). Para las alturas y profundidades consideradas, la diferencia más alta entre las temperaturas de los dos valores del número de Rayleigh se encuentran en la pared caliente, con un valor máximo de 11.3 K entre los perfiles con coordenadas $y=0.9$ m y $z=0.5$ m. Las diferencias más pequeñas se tienen en el centro de la cavidad (0.5 m, 0.5 m, 0.5 m), con un valor de 0.78 K.

La variación de los perfiles de temperatura con el número de Rayleigh para la Configuración 2, se muestra en las Figuras 4.2a y 4.2b. En ambas figuras se observa que se tiene un comportamiento similar a la Configuración 1, las diferencias de temperatura mayores se presentan en la pared caliente. El promedio de las diferencias de temperatura en la pared caliente para las cuatro alturas es de 11.43 K, mientras que el promedio de la diferencia de temperaturas en el centro de la cavidad (0.5 m, 0.5 m, 0.5 m) es 2.5 K.

Considerando lo anterior, se puede concluir que el aumento del número de Rayleigh, afecta significativamente el valor de la temperatura sobre la pared caliente, sin embargo tiene menor influencia sobre el valor de la temperatura en el centro de la cavidad y en el extremo cercano a la pared isotérmica.

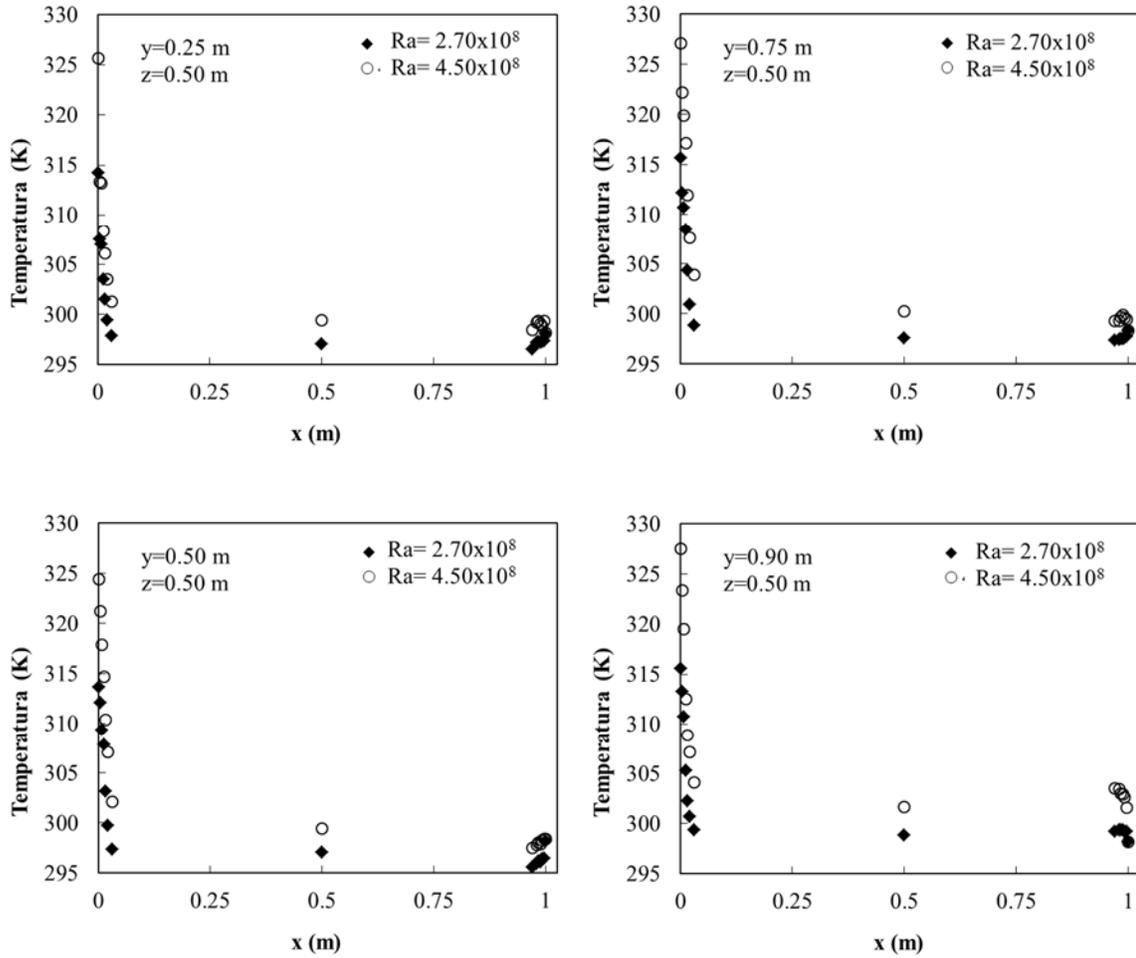


Figura 4.2a Variación de los perfiles de temperatura con el número de Rayleigh con respecto al eje y (Configuración 2 y $Re=2500$).

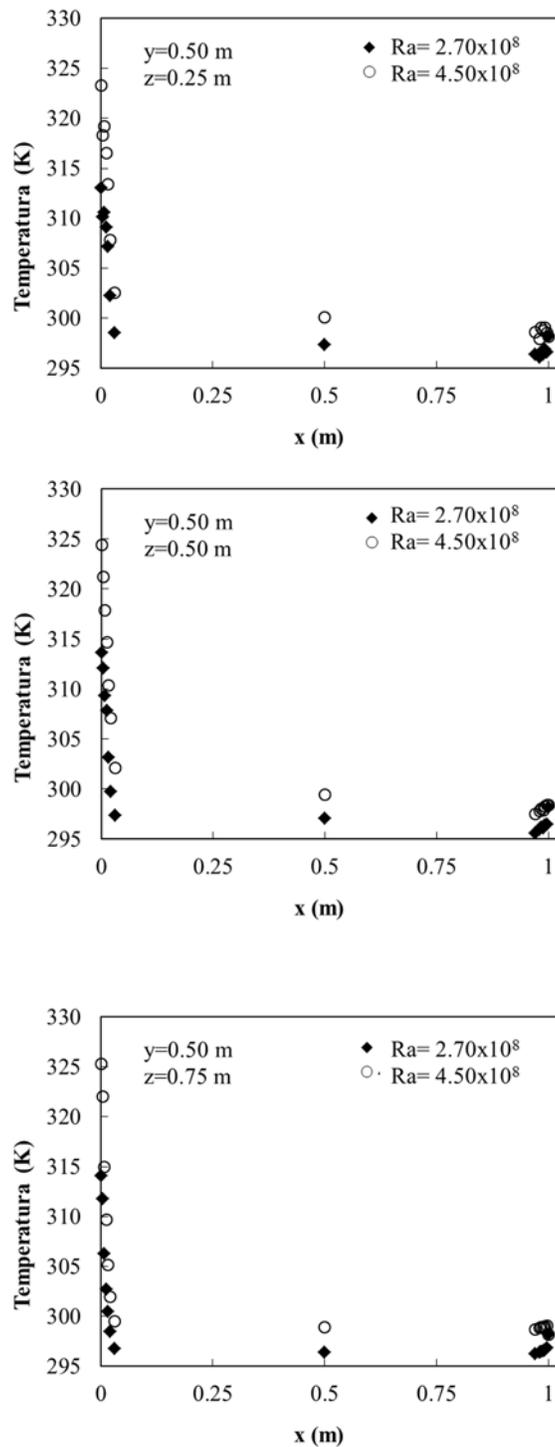


Figura 4.2b Variación de los perfiles de temperatura con el número de Rayleigh con respecto al eje z (Configuración 2 y $Re=2500$).

4.1.1.2. Efecto del número de Reynolds

En las Figuras 4.3a y 4.3b se analiza el efecto del número de Reynolds, mostrando los perfiles de temperatura en las alturas: 0.25 m, 0.50 m, 0,75 m y 0.90 m y en tres profundidades: 0.25 m, 0.50 m y 0.75 m, para la Configuración 1 y $Ra=4.50 \times 10^8$. La mayor diferencia entre los perfiles de temperatura es de 10.27 K en $x=0.016$ m, mientras que la menor diferencia es 0.23 K en $x=0.996$ m. Por otro lado se encontró que al promediar las diferencias entre los perfiles de temperatura, el valor más alto fue de 2.8 K para una altura de 0.75 m y el menor de 2.0 K para la altura de 0.25 m.

En el caso de la Configuración 2, se puede observar en las Figuras 4.4a y 4.4b que la mayor diferencia entre los perfiles de temperatura es de 8.9 K en $x=0.5$ m, mientras que la menor diferencia es 0 K en $x=0.996$ m. Al promediar las diferencias entre los perfiles de temperatura, el valor más alto fue de 2.54 K para una altura de 0.25 m y el menor de 1.84 K para la altura de 0.75 m.

De manera general, se puede concluir que al aumentar el número de Reynolds disminuyen los valores de temperatura en los perfiles considerados.

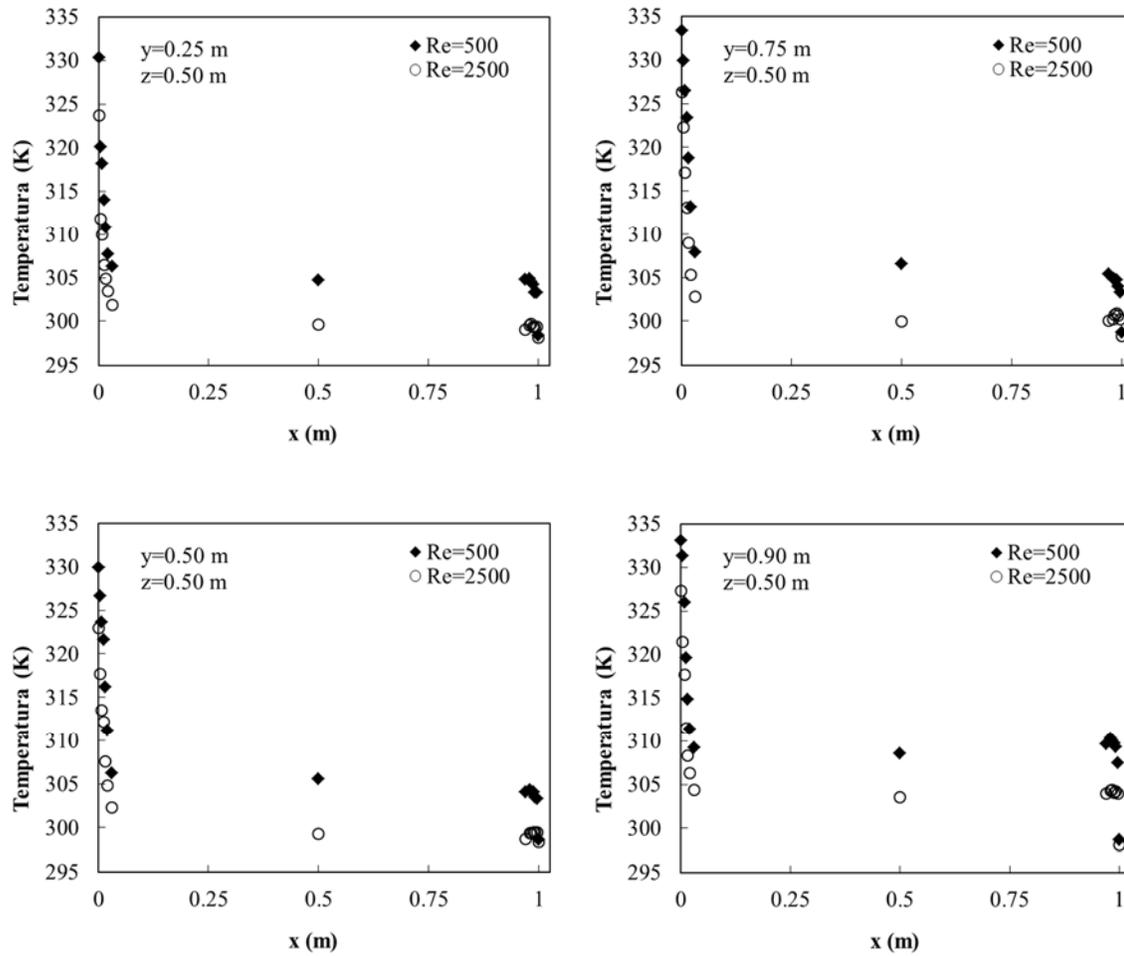


Figura 4.3a Variación de los perfiles de temperatura con el número de Reynolds, con respecto al eje y (Configuración 1 y $Ra=4.50 \times 10^8$).

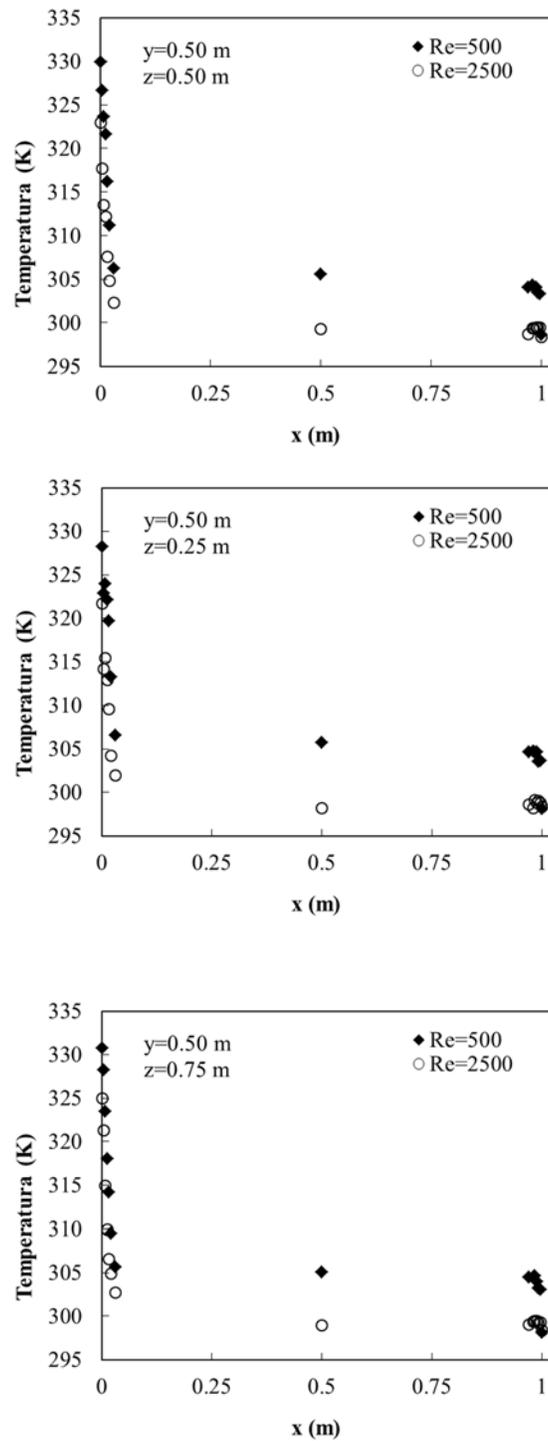


Figura 4.3b Variación de los perfiles de temperatura con el número de Reynolds, con respecto al eje z (Configuración 1 y $Ra=4.50 \times 10^8$).

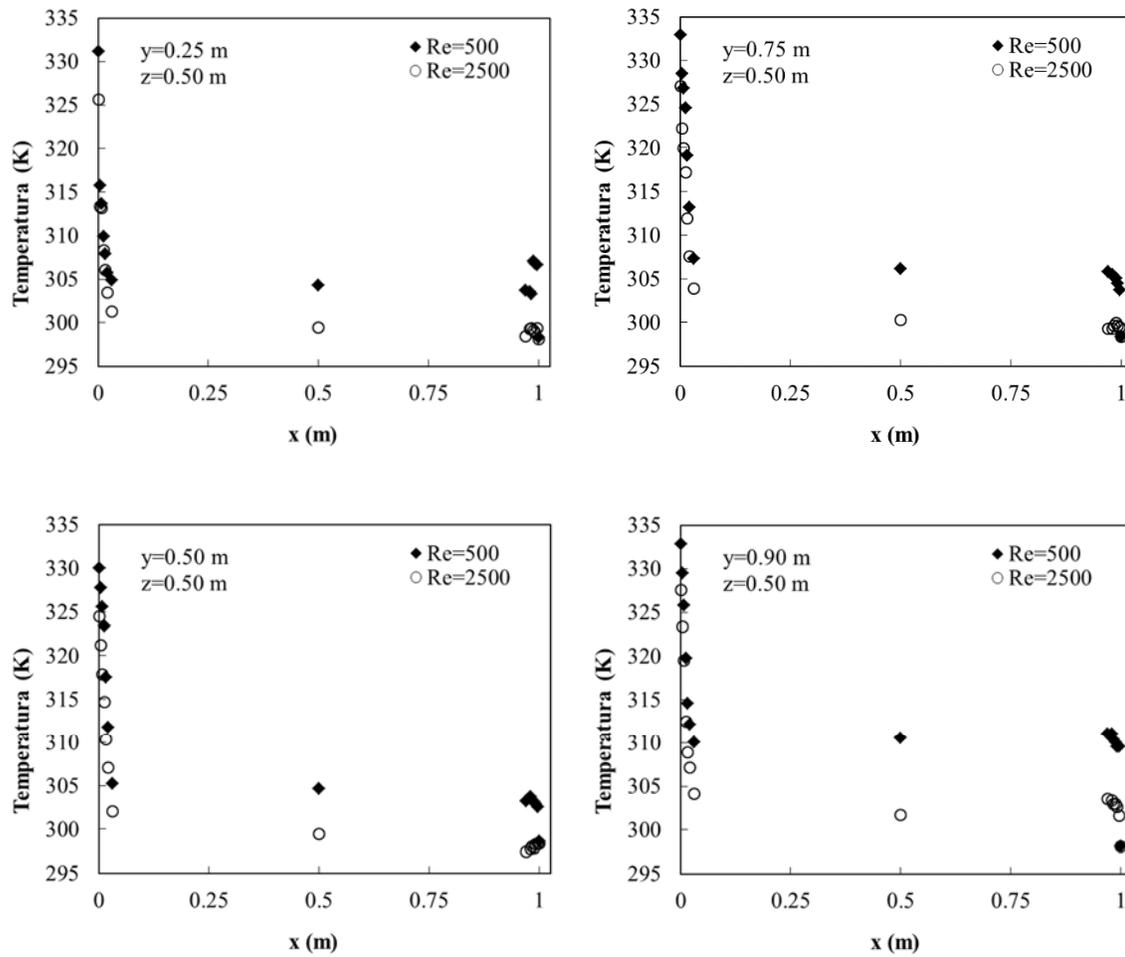


Figura 4.4a Variación de los perfiles de temperatura con el número de Reynolds con respecto al eje y (Configuración 2 y $Ra=4.50 \times 10^8$).

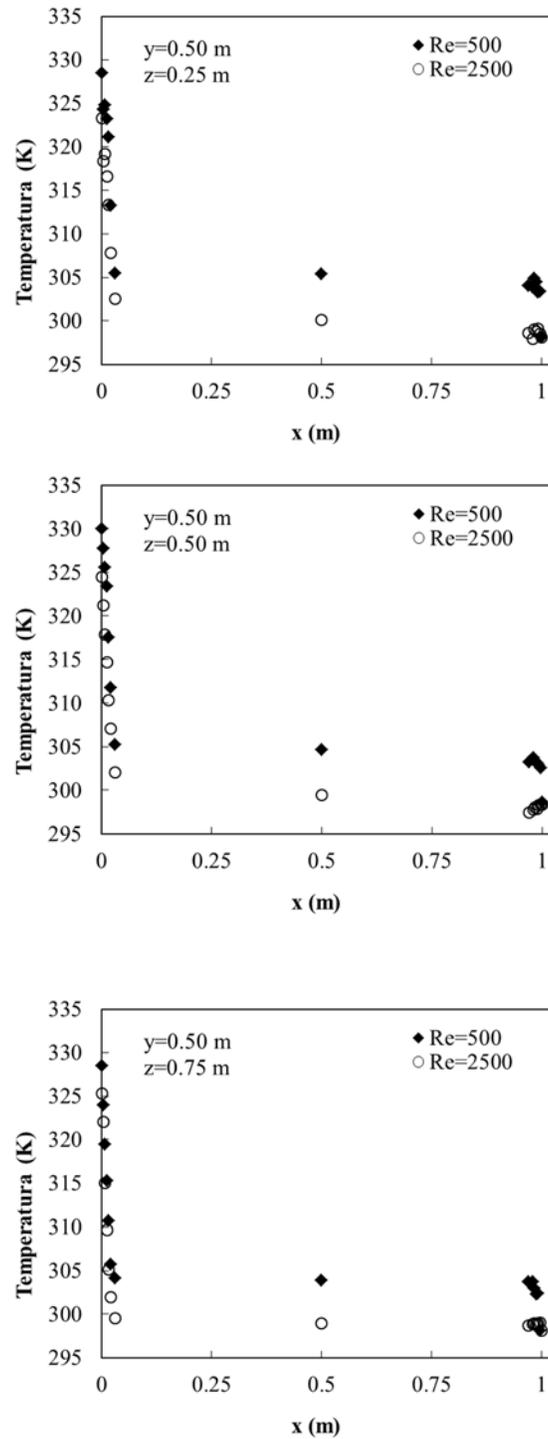


Figura 4.4b Variación de los perfiles de temperatura con el número de Reynolds con respecto al eje z (Configuración 2 y. $Ra=4.50 \times 10^8$).

4.1.1.3. Efecto de posiciones de entrada y salida de aire.

En las Figuras 4.5a y 4.5b se muestra la variación de los perfiles de temperatura con respecto a las dos configuraciones de entrada del aire estudiadas ($Re=3146$ y $Ra=2.70 \times 10^8$). En la Figura 4.5a se puede observar que hay una diferencia promedio entre los perfiles de ambas configuraciones de alrededor de 1 K en el centro de la cavidad (0.5 m, 0.5 m, 0.5 m) y de 0.5 K sobre la pared caliente. Por otro lado la diferencia de temperaturas que hay entre los perfiles en las diferentes profundidades son menores a 1 K. Lo anterior contrasta con lo observado al analizar el efecto del número de Rayleigh, en donde la mayor diferencia entre las temperaturas era sobre la pared caliente.

En las Figuras 4.6a y 4.6b se muestra la variación de los perfiles de temperatura con respecto a las dos posiciones de entrada del aire estudiadas, considerando $Re=3146$ y $Ra=4.50 \times 10^8$. La comparación de los perfiles a diferentes alturas indica que existe una diferencia promedio de alrededor de 0.4 K en el centro de la cavidad (0.5 m, 0.5 m, 0.5 m) y que la diferencia de temperaturas entre los perfiles en diferentes profundidades es de alrededor de 1 K.

Conviene mencionar que a pesar de la modificación en las posiciones de entrada y salida, que afectan el patrón de flujo en el interior de la cavidad, las diferencias de temperatura observadas fueron relativamente pequeñas (entre 0.4 y 1 K).

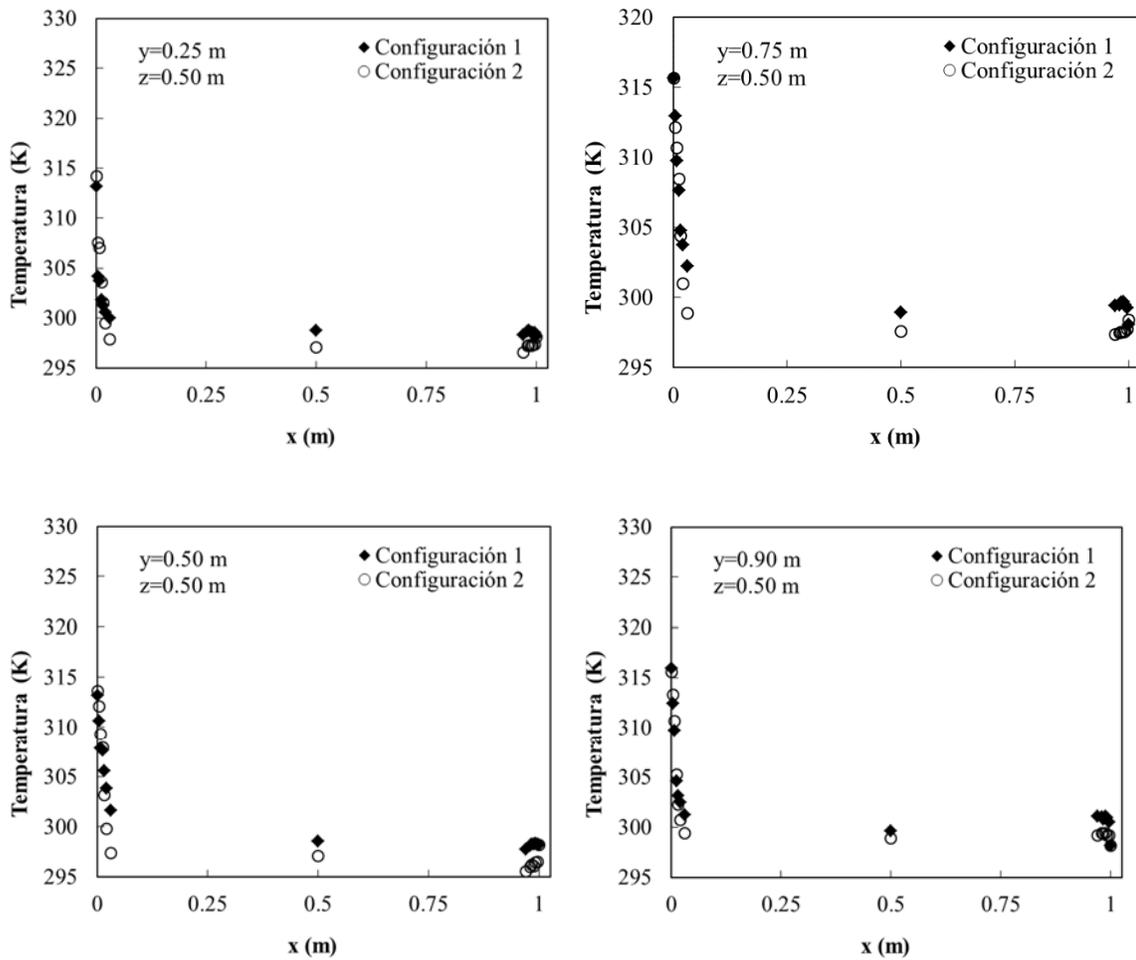


Figura 4.5a Variación de los perfiles de temperatura con las posiciones de entrada del aire con respecto al eje y ($Re=2500$ y $Ra=2.70 \times 10^8$).

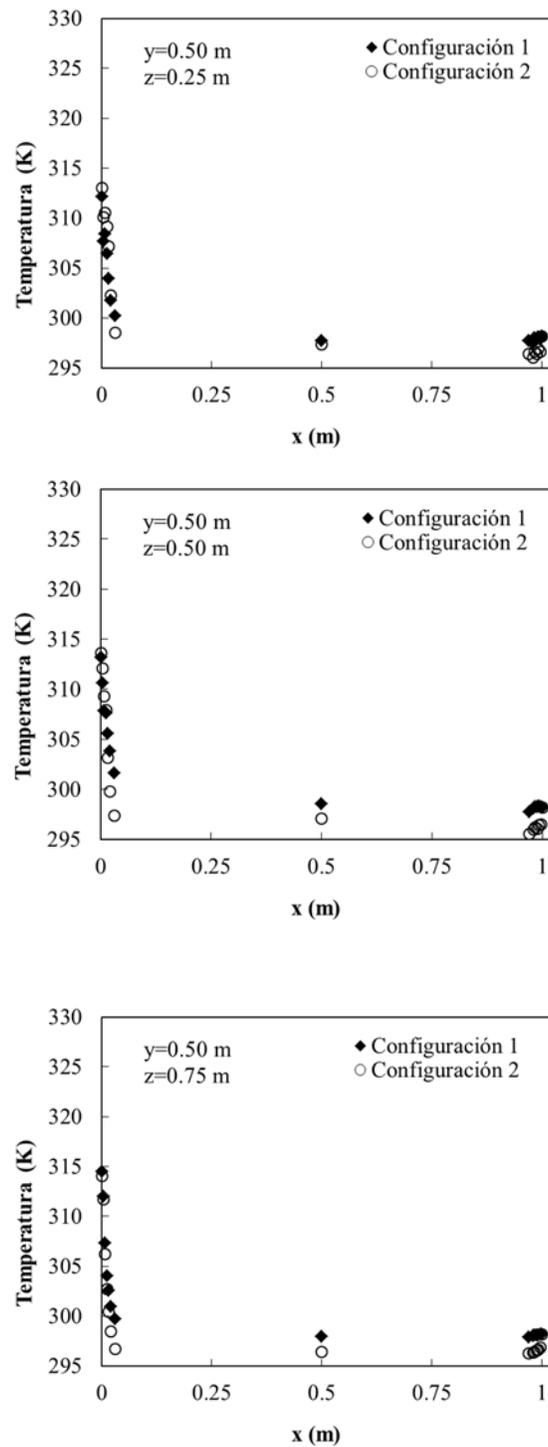


Figura 4.5b Variación de los perfiles de temperatura con las posiciones de entrada del aire con respecto al eje z ($Re=2500$ y $Ra=2.70 \times 10^8$).

4.1.2. Comparación de resultados numéricos y experimentales.

4.1.2.1. Perfiles de temperatura.

A continuación se muestra la comparación entre los perfiles de temperatura medidos experimentalmente y los obtenidos de manera numérica. Los círculos representan las mediciones experimentales, los cuales tienen las siguientes posiciones: 0.0, 0.004 m, 0.008 m, 0.012 m, 0.0016 m, 0.02 m, 0.03 m, 0.50 m, 0.97 m, 0.98 m, 0.984 m, 0.988 m, 0.992 m, 0.96 m y 1.0 m. La línea continua representa los datos numéricos obtenidos con una malla no uniforme con las siguientes características: en una distancia de 0.20 m desde las paredes caliente y fría se colocaron 30 nodos siguiendo una función exponencial, mientras que en los restantes 0.60 m se ubicaron 30 nodos espaciados a 0.02 m; para dar un total de 90 nodos en la dirección x.

En las Figuras 4.7a y 4.7b, se presenta la comparación de los perfiles de temperatura experimentales y numéricos para la Configuración 1 ($Re=2500$ y $Ra=4.5 \times 10^8$). En la Figura 4.7a se observa que existe una buena concordancia del modelo teórico para los perfiles que corresponden a alturas de 0.25 m y 0.50 m, mientras que para alturas de 0.75 m y 0.90 m se aprecian diferencias significativas en el valor de temperatura sobre la

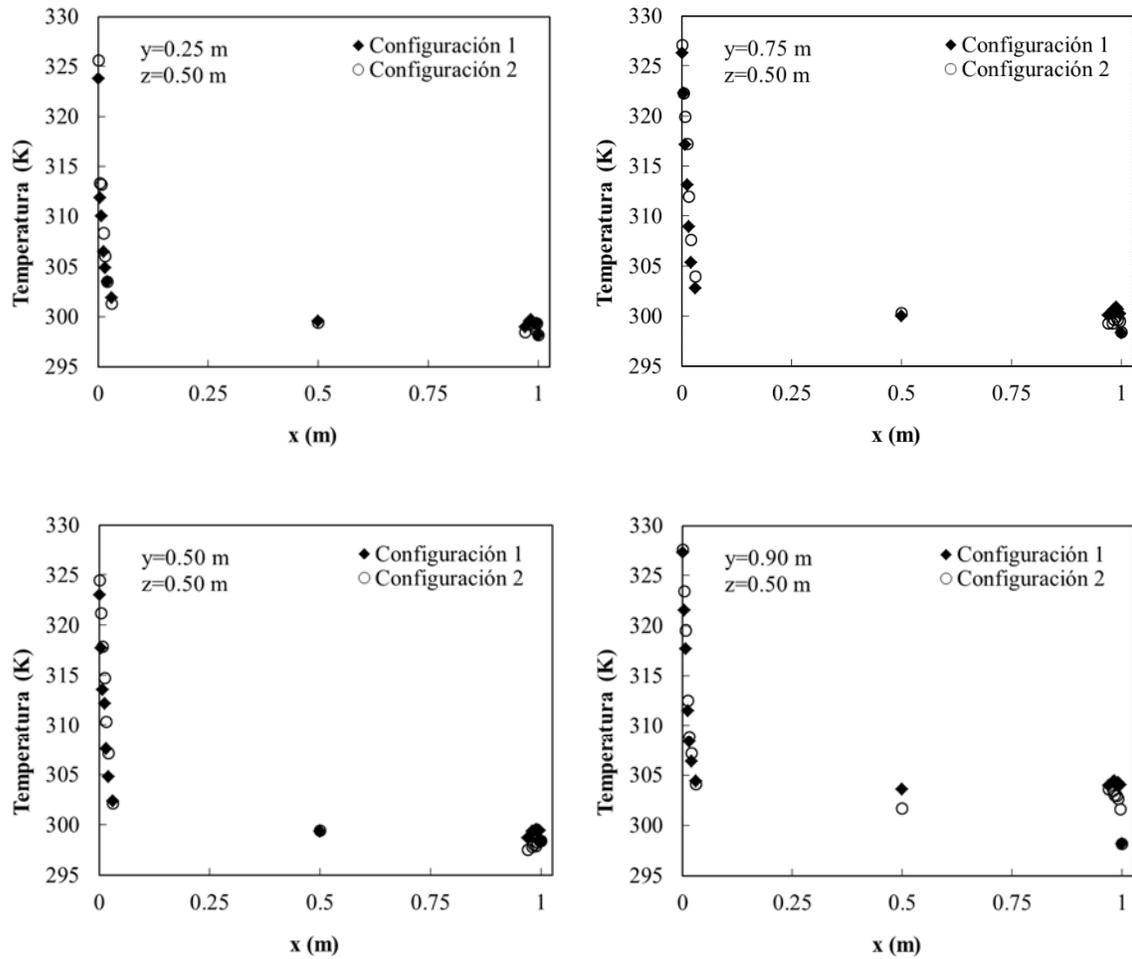


Figura 4.6a Variación de los perfiles de temperatura con las posiciones de entrada del aire con respecto al eje y ($Re=2500$ y $Ra=4.5 \times 10^8$).

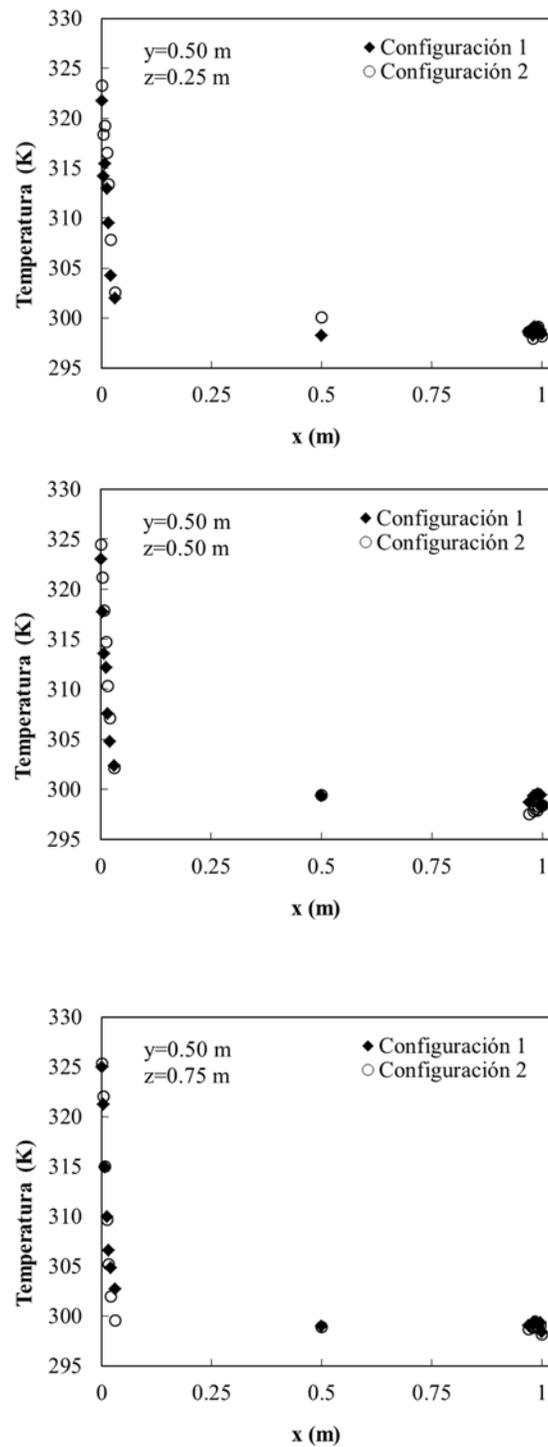


Figura 4.6b Variación de los perfiles de temperatura con las posiciones de entrada del aire con respecto al eje z ($Re=2500$ y $Ra=2.70 \times 10^8$).

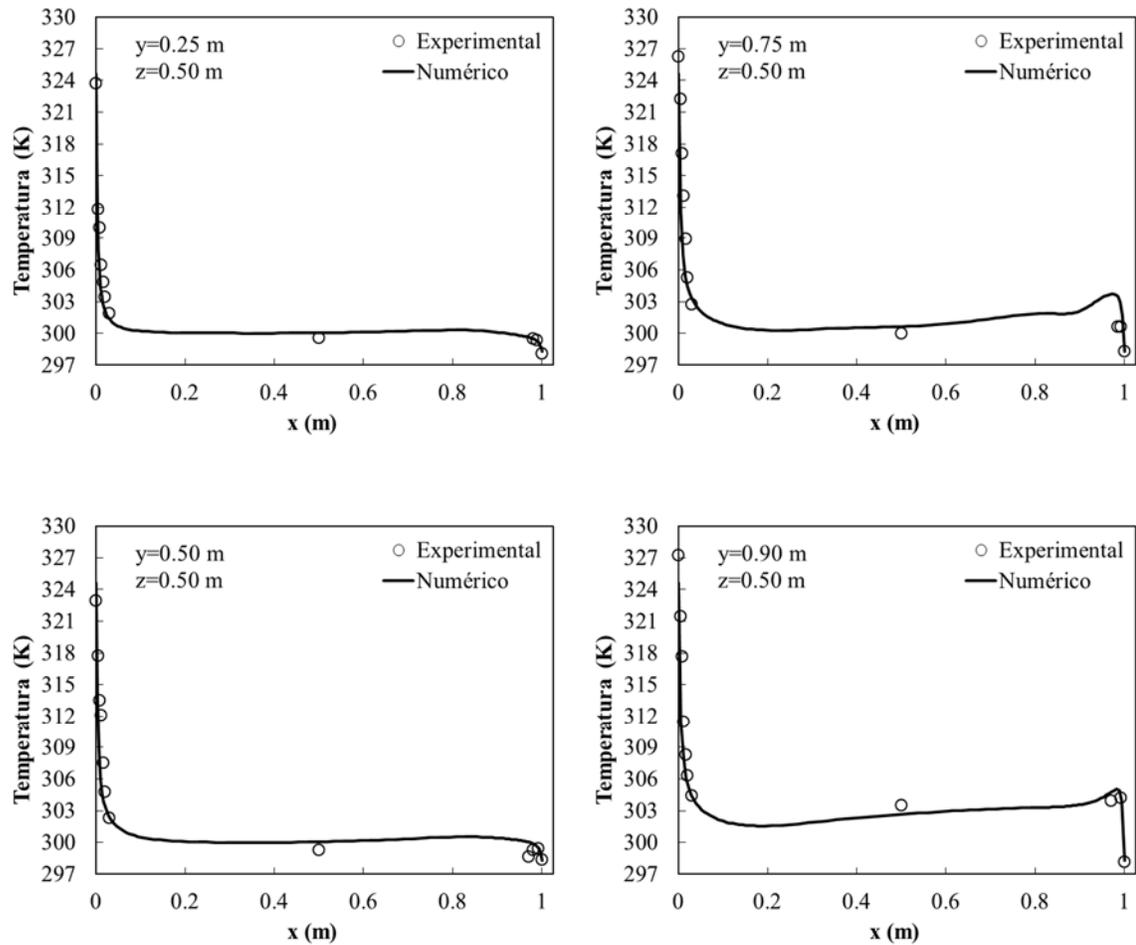


Figura 4.7a Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales con respecto al eje y para la Configuración 1 ($Re=2500$ y $Ra=4.50 \times 10^8$).

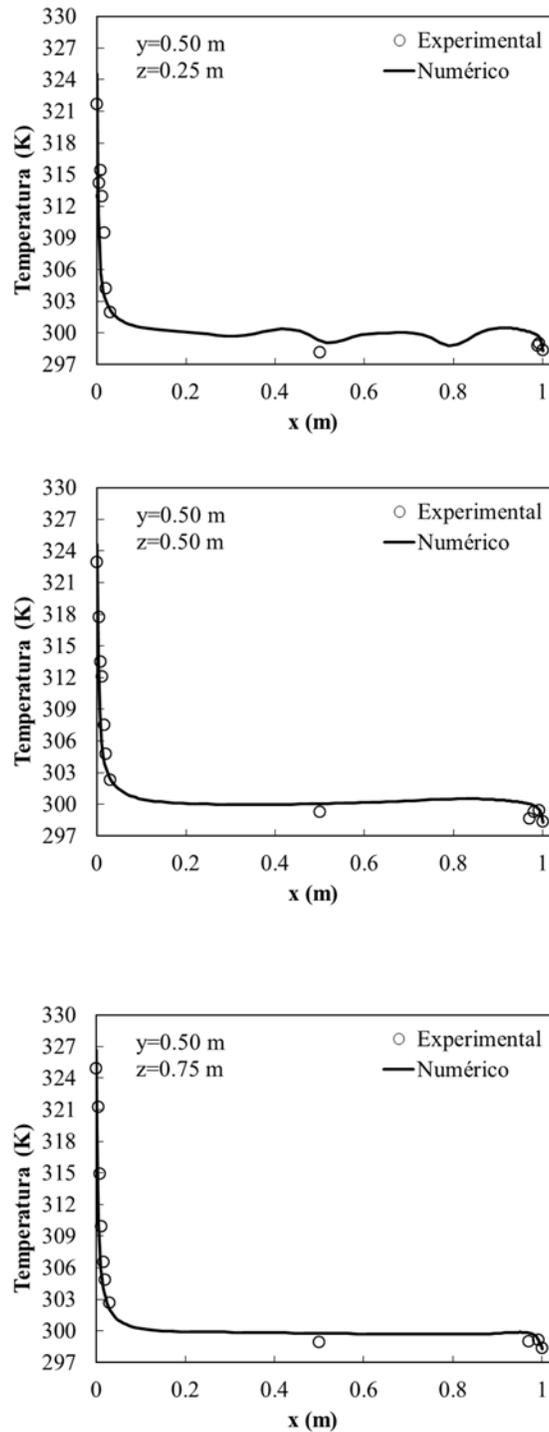


Figura 4.7b Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales con respecto al eje z para la Configuración 1 ($Re=2500$ y $Ra=4.50 \times 10^8$).

pared caliente ($x=0.0$ m) y en el valor en el centro de la cavidad ($x=0.5$ m). Por otro lado se determinó que los espesores promedio de las capas límite adyacentes a la pared con flujo de calor e isotérmica son de 0.03 m y 0.01 m respectivamente. También se puede observar que las temperaturas se incrementan conforme aumenta la altura, teniéndose las temperaturas más altas para el perfil en $y=0.90$ m. Para los perfiles con alturas de 0.25 m y 0.50 m, la temperatura en la posición $x=0.50$ m, es casi la misma que las temperaturas medidas en la cercanía de la pared fría $x=1.0$ m; contrario a lo que se observa para los perfiles en las alturas de 0.75 m y 0.90 m, donde las temperaturas en la cercanía a la pared fría son más altas que en el centro de la cavidad. En la Figura 4.7b se observan los perfiles en las diferentes profundidades ($z=0.25$ m, 0.50 m y 0.75 m), donde se puede notar que hay ondulaciones del perfil numérico a una profundidad de 0.25 m, provocadas por el aire frío que entra a la cavidad.

En las Figuras 4.8a y 4.8b se muestran las comparaciones de los perfiles de temperatura experimental y numérico para la Configuración 2 ($Re=2500$ y $Ra=4.5 \times 10^8$). Se observan diferencias pequeñas entre los valores experimentales y los obtenidos con el modelo teórico. Para esta configuración los espesores promedio de las capas límite adyacentes a la pared con flujo de calor e isotérmica también son de 0.03 m y 0.01 m respectivamente. En la Figura 4.8a para el caso de los perfiles teóricos en las alturas 0.50 m, 0.75 m y 0.90 m, se observa la influencia que tiene la entrada de aire en el interior de la cavidad, teniéndose temperaturas bajas desde $x=0.75$ m hasta $x=0.85$ m para el perfil en $y=0.90$ m. Al igual que para la Configuración 1, se tiene una mejor concordancia entre los perfiles numéricos y experimentales correspondientes alturas de 0.25 m y 0.50 m. Para los perfiles de las alturas 0.25 m y 0.50 m, la temperatura en el centro de la cavidad (298 K) es muy cercana a las temperaturas que se encuentran alrededor de la pared isotérmica. La influencia del chorro de aire entrante a baja temperatura es apreciable en los perfiles con alturas entre 0.50 m y 0.90 m, desde $x=0.75$ m hasta $x=0.80$ m. En la Figura 4.8b se muestran los perfiles con diferente profundidad, donde se puede notar que existe una ligera modificación del perfil de temperatura debido a la

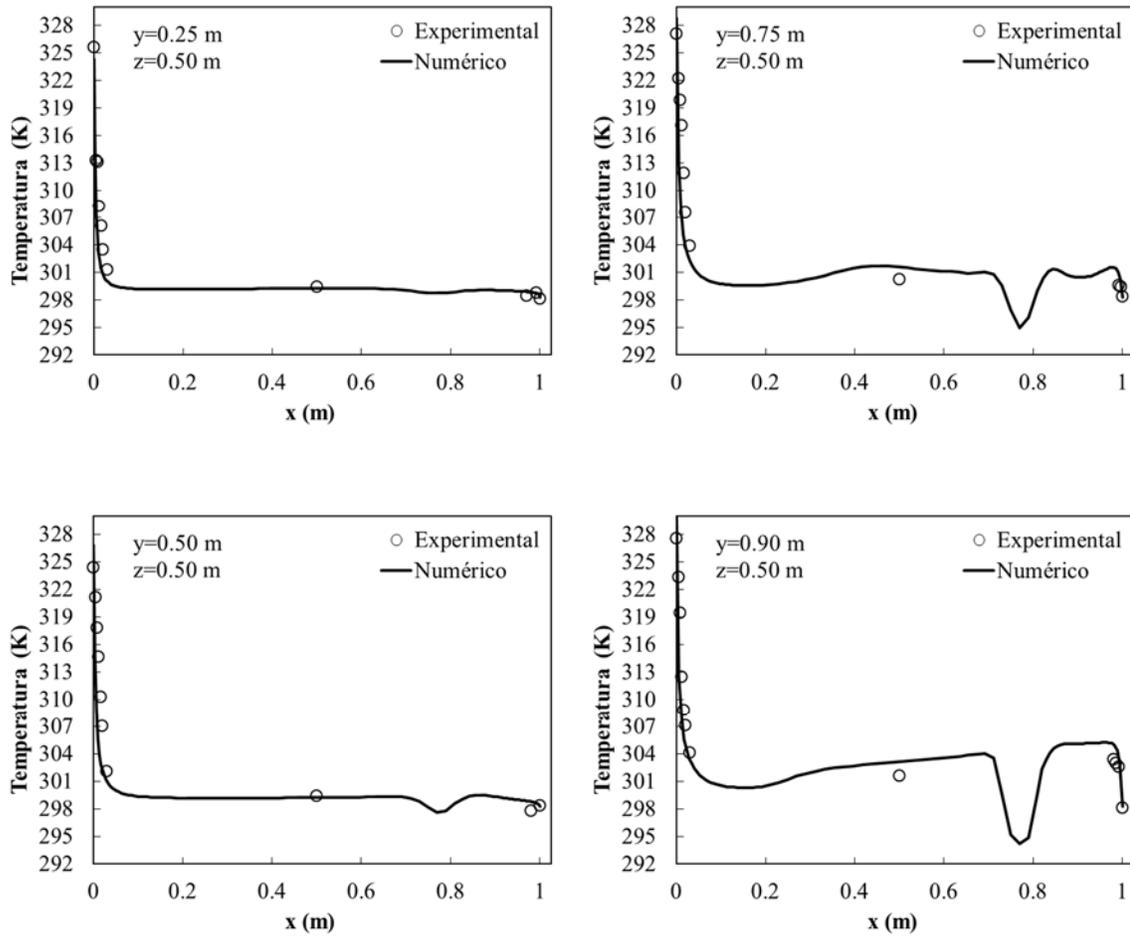


Figura 4.8a Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales con respecto al eje y para la Configuración 2 ($Re=2500$ y $Ra=4.50 \times 10^8$).

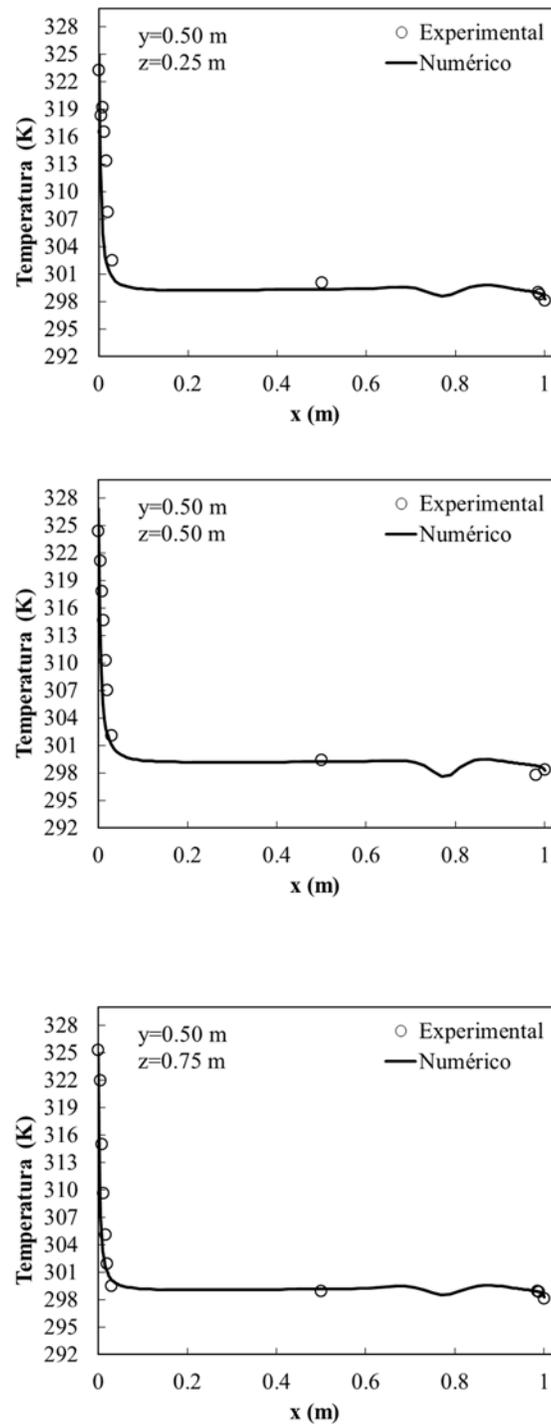


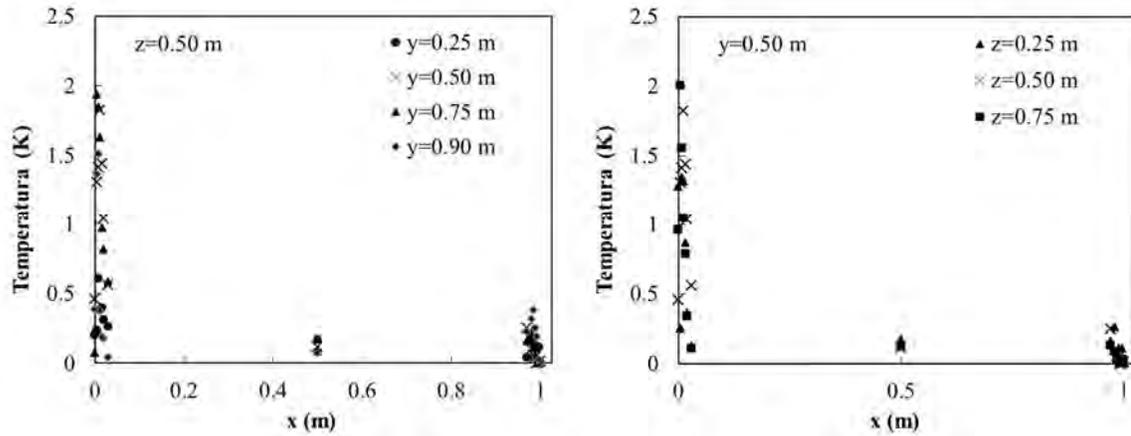
Figura 4.8b Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales con respecto al eje y para la Configuración 2 ($Re=2500$ y $Ra=4.50 \times 10^8$).

influencia del aire que entra a la cavidad, observándose temperaturas bajas en la posición donde están las entradas de aire.

En las Figuras 4.9 y 4.10 se muestran las diferencias porcentuales entre los perfiles de temperatura numéricos y experimentales. En la Figura 4.9, se muestran las diferencias para la Configuración 1 y los dos números de Rayleigh considerados en este estudio. En la Figura 4.9a ($Ra=2.7 \times 10^8$), se observa que las diferencias para todas las alturas son menores a 2%, con la diferencia máxima cerca de la pared caliente y disminuyendo pronunciadamente después de la pared caliente ($x=0.004-0.016$ m), hasta llegar a ser menores a 0.5 % cerca de la pared fría. En la gráfica que presenta las diferencias porcentuales entre los resultados experimentales y numéricos para diferentes profundidades, se puede observar que éstas siguen el mismo patrón descrito previamente con excepción de un punto en $z=0.50$ m. La Figura 4.9b ($Ra=4.5 \times 10^8$) presenta un comportamiento similar para las diferencias porcentuales en las diferentes alturas ($y=0.25, 0.50, 0.75$ y 0.90 m); diferencias mínimas en las paredes caliente y frías y diferencias de hasta 3.0% en los puntos entre $x=0.004$ y 0.016 m. La variación del número de Rayleigh, incrementa aproximadamente 1% las diferencias porcentuales entre los valores numéricos y experimentales. Teniéndose para $Ra=2.7 \times 10^8$ diferencias de hasta 2.0% y para $Ra=4.5 \times 10^8$, diferencias máximas de hasta 3.0%.

En la Figura 4.10 se presentan las diferencias porcentuales de temperaturas para la Configuración 2 y dos valores del número de Rayleigh. En la Figura 4.10a ($Ra=2.7 \times 10^8$), se observa que las diferencias son menores a 1 % en la pared caliente y aumentan hasta casi 2.5 % después de la pared caliente ($x=0.004$ m- 0.016 m). El mismo comportamiento se aprecia para las tres diferentes profundidades. En la Figura 4.10b, se aprecia el mismo comportamiento para las diferencias porcentuales en las diferentes alturas ($y=0.25, 0.50, 0.75$ y 0.90 m); sin embargo las diferencias llegan a ser de 4.0 % en los puntos entre $x=0.004$ y $x=0.016$ m. Considerando lo anterior, el incremento del número de Rayleigh, aumenta aproximadamente 1% las diferencias porcentuales entre

a)



b)

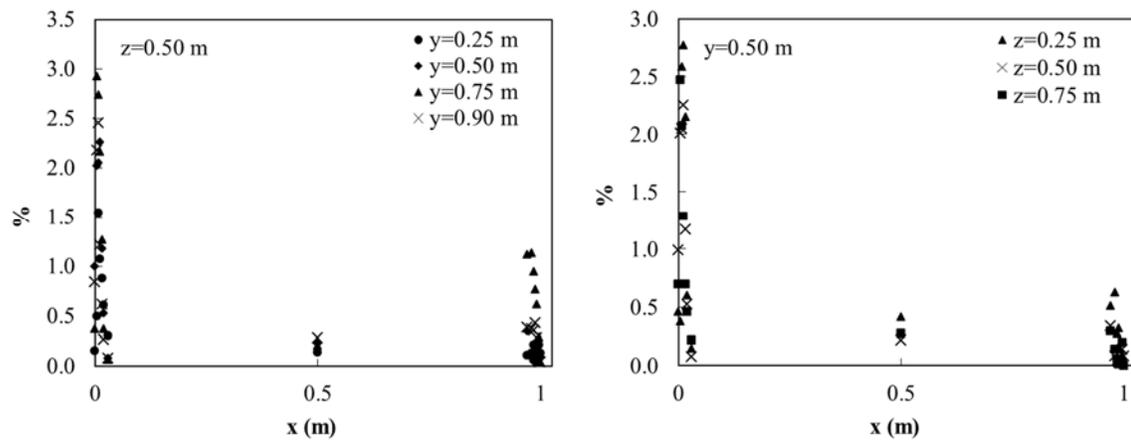
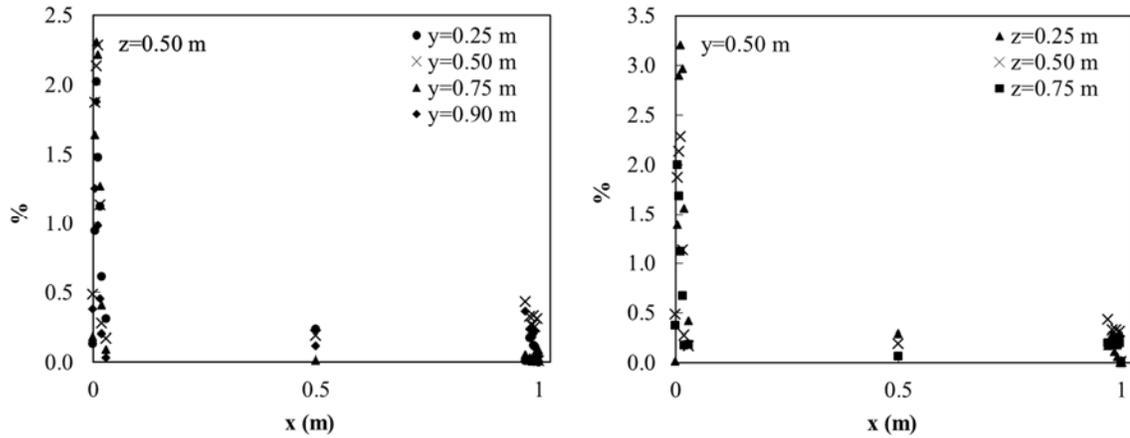


Figura 4.9 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura numéricos y experimentales en la Configuración 1 ($Re=2500$) para:

a) $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.

a)



b)

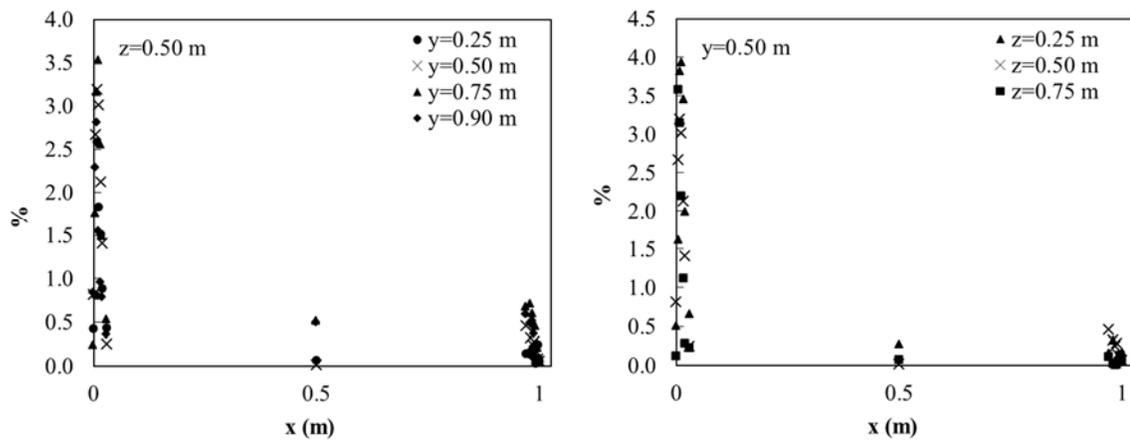


Figura 4.10 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura numéricos y experimentales en la Configuración 2 ($Re=2500$) para: a) $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.

los valores numéricos y experimentales. Teniéndose para $Ra=2.7 \times 10^8$ diferencias máximas de hasta 3.2% y para $Ra=4.5 \times 10^8$, diferencias de hasta 4.0%.

En la Tabla 4.1 se muestran las temperaturas promedio de la pared caliente, pared fría y de las tres salidas de aire de la cavidad. En el caso de la Configuración 1, la predicción de la simulación numérica es muy buena en las paredes caliente y fría, con una diferencia porcentual máxima de 0.04 % ($Ra=4.50 \times 10^8$) y una diferencia máxima entre la temperatura experimental y numérica de 0.12 K ($Ra=4.50 \times 10^8$). En el caso de la temperatura promedio de las salidas, la mayor diferencia que existe entre la temperatura experimental y numérica es de 4.31 K, que se presenta para $Ra=4.50 \times 10^8$.

Para la Configuración 2 las diferencias porcentuales máximas entre la temperatura promedio experimental y numérica, en las paredes caliente y fría son de 0.27 % y 0.01 % respectivamente ($Ra=4.50 \times 10^8$). La mayor diferencia de temperaturas en las paredes fue de 0.87 K en la pared caliente. La predicción numérica de la temperatura promedio del aire en las salidas tiene una diferencia máxima con el valor experimental de 3.59 K ($Ra=4.50 \times 10^8$).

4.1.2.2. Coeficientes de transferencia de calor.

En la Tabla 4.2, se presentan los coeficientes de transferencia de calor promedio (\bar{h}) y el número de Nusselt promedio en la pared con flujo de calor ($x=0.0$ m) para todos los casos estudiados: configuraciones 1 y 2, dos velocidades de entrada (0.1 y 0.5 m/s) y dos flujos de calor (75 y 125 W/m²). Se puede observar que el coeficiente de transferencia de calor promedio aumenta con el flujo de calor aplicado a la pared caliente y la velocidad con que entra el aire a la cavidad. Sin embargo, no se observa una tendencia de aumento o disminución entre las dos configuraciones estudiadas.

Tabla 4.1 Temperaturas promedio (Re=2500).

Configuración		T_{exp} (K)	T_{num} (K)	Diferencia (%)	T_{exp} - T_{num}
1	Ra=2.70x10⁸				
	Pared Caliente	314.15	314.17	0.005	-0.02
	Pared Fría	298.14	298.15	0.004	-0.01
	Salidas	298.38	301.07	-0.90	-2.69
	Ra=4.50x10⁸				
	Pared Caliente	324.65	324.77	-0.04	-0.12
Pared Fría	298.29	298.31	-0.01	-0.02	
Salidas	300.57	304.88	-1.43	-4.31	
2	Ra=2.70x10⁸				
	Pared Caliente	314.36	313.51	0.27	0.85
	Pared Fría	298.22	298.22	0.001	0.004
	Salidas	297.08	299.83	-0.93	-2.76
	Ra=4.50x10⁸				
	Pared Caliente	325.60	324.73	0.27	0.87
Pared Fría	298.30	298.32	-0.01	-0.02	
Salidas	300.66	304.25	-1.19	-3.59	

Tabla 4.2 Coeficientes de transferencia de calor y números de Nusselt.

	Re	Ra	Experimental		Numérico		Diferencia (%)
			\bar{h} (W/m ² ·°C)	Nu _{prom}	\bar{h} (W/m ² ·°C)	Nu _{prom}	
1	500	2.7x10 ⁸	2.5	102.5	2.2	92.7	9.6
		4.5x10 ⁸	2.9	121.0	2.7	109.5	9.5
	2500	2.7x10 ⁸	2.9	119.2	2.9	120.2	-0.8
		4.5x10 ⁸	3.4	141.5	3.4	141.9	-0.3
2	500	2.7x10 ⁸	2.6	108.5	2.2	92.0	15.2
		4.5x10 ⁸	2.9	120.1	2.6	110.0	8.4
	2500	2.7x10 ⁸	2.9	118.3	3.0	123.0	-4.0
		4.5x10 ⁸	3.3	137.9	3.45	142.0	-3.0

Al comparar los valores experimentales y numéricos de \bar{h} y el número de Nusselt, se observa que la predicción numérica es mejor cuando se tiene una velocidad de entrada alta (0.5 m/s, $Re=500$) que cuando se tiene una velocidad de entrada baja (0.1 m/s, $Re=2500$). Para los valores con velocidad de entrada baja, se tienen diferencias porcentuales entre 9.6 % y 15.2%, mientras que para los casos con velocidades de entrada altas, se tienen diferencias entre 0.3 % y 4.0 %. Por otro lado, la diferencia entre los resultados numéricos y experimentales es mayor para la Configuración 2.

4.2 Análisis de los resultados numéricos.

A continuación se presentan los resultados numéricos en la cavidad cúbica ventilada con dimensiones de 1.0 x 1.0 x 1.0 m. Se consideran dos flujos de calor que inciden sobre una pared vertical ($x=0.0$ m), los flujos de calor son 75 y 150 W/m^2 a los cuales les corresponden números de Rayleigh de 2.7×10^8 y 4.5×10^8 , respectivamente. La pared opuesta se mantiene a una temperatura constante de 298 K y las paredes restantes se consideraron como adiabáticas. Se estudiaron dos configuraciones de entradas y salidas del aire. La Configuración 1 tiene tres entradas de aire por el techo, cercanas a la pared adiabática frontal, y tres salidas de aire sobre el techo pero cercanas a la pared adiabática posterior. En el caso de la Configuración 2, las entradas en el techo están ahora cerca de la pared isotérmica y las salidas cercanas a la pared con flujo de calor.

4.2.1. Análisis de la transferencia de calor en la Configuración 1.

4.2.1.1. Patrón de flujo.

En la Figura 4.11 se presentan los vectores de velocidad junto con isocurvas de su magnitud en nueve diferentes planos de la cavidad. Los resultados corresponden a $Ra=4.5 \times 10^8$ y $Re=500$.

En los planos correspondientes a $x=0.25$ m, 0.5 m y 0.75 m, se puede observar la entrada del aire por la parte superior izquierda de la imagen. La rapidez del fluido es mayor en la parte cercana a la entrada de aire y efecto de la corriente de aire frío que entra al interior de la cavidad es más importante cerca de la pared isotérmica debido a que se encuentra a menor temperatura ($x=1.0$ m). En el plano $x=0.25$ m, se observa que la corriente de aire entrante se divide, una parte se dirige hacia la parte inferior de la cavidad y otra parte hacia la izquierda de la imagen (parte frontal de la cavidad), por otro lado se aprecia la presencia de remolinos debido a la interacción de la corriente de aire que entra y la corriente de aire caliente ascendente por la pared con flujo de calor ($x=0.0$ m). En el plano $x=0.50$ m, se aprecia que el aire entra de manera descendente y alcanza velocidades de aproximadamente 0.15 m/s hasta una altura de 0.65 m, de ahí una parte del aire continúa descendiendo y otra se mueve hacia la derecha (parte posterior de la cavidad) hasta encontrar la salida. En el plano $x=0.75$ m, se observa una corriente principal donde el aire desciende directamente desde la entrada y choca con la parte inferior de la cavidad y posteriormente se mueve en forma diagonal ascendente en dirección a la salida del aire.

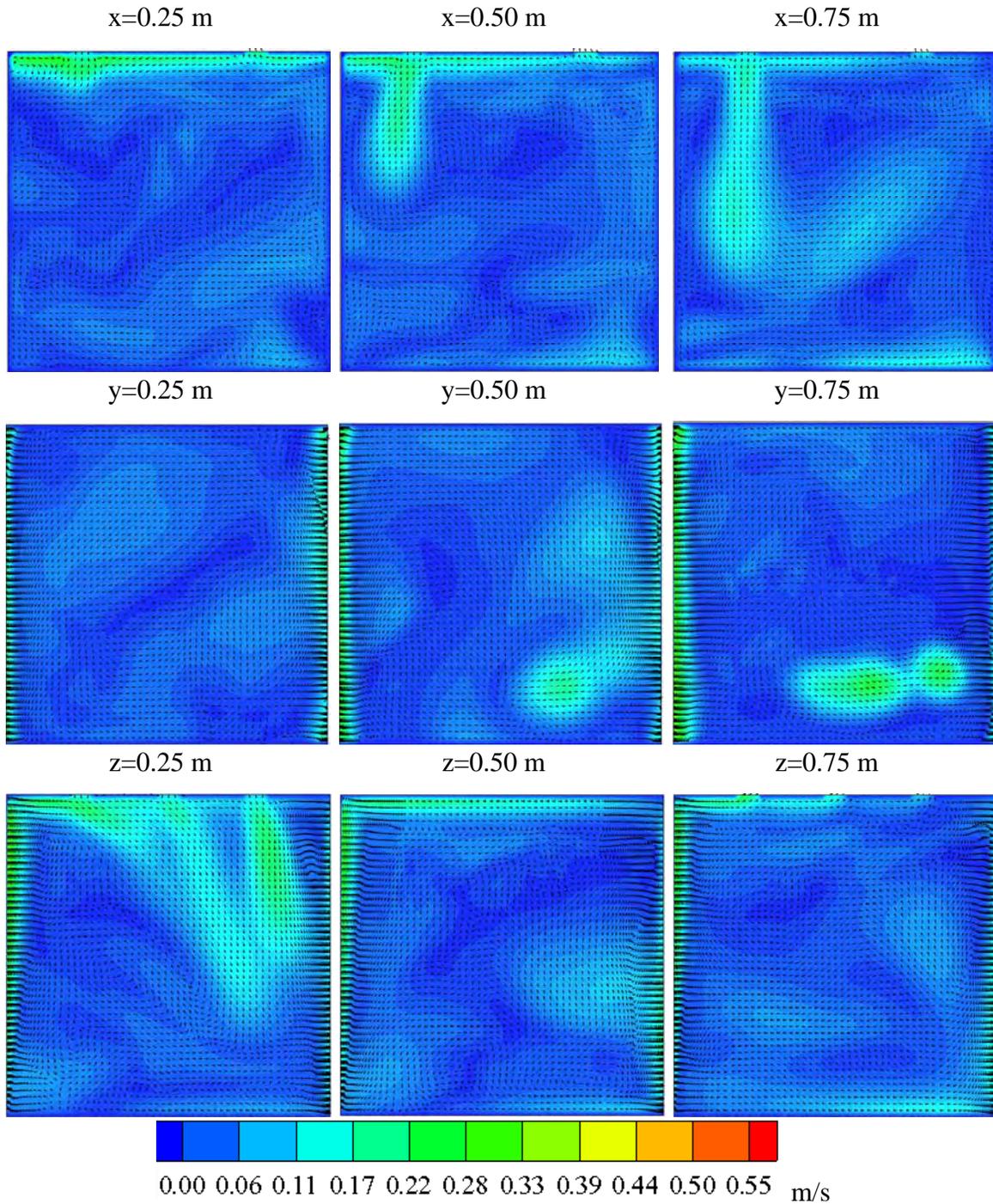


Figura 4.11 Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 1 ($Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=500$).

En los planos $y=0.25$ m, 0.50 m y 0.75 m, se puede observar la presencia de capas límite térmicas en la cercanía a las paredes con flujo de calor e isotérmica. La superficie con flujo de calor (alta temperatura) y las entradas del aire son las que controlan el movimiento del aire así como las magnitudes de la velocidad en el interior. También se puede observar que hay movimiento del aire en la cercanía a las paredes con flujo de calor e isotérmica. Por otro lado la influencia de la entrada de aire decrece con la altura, mientras que a una altura 0.75 m se aprecian dos regiones de entrada de aire con magnitudes de velocidad de alrededor de 0.15 m/s, en $y=0.50$ m solo se aprecia una región de entrada de aire y en $y=0.25$ m ninguna. La entrada de aire cercana a la pared caliente se ve afectada con el movimiento ascendente del aire inducido por la pared con flujo de calor, inclinando la dirección del chorro de aire entrante y propiciando la formación de remolinos por la interacción del aire caliente que asciende y el aire frío que entra a la cavidad por esta abertura.

Con los planos en $z=0.25$ m, 0.50 m y 0.75 m, se complementa el análisis del movimiento al interior de la cavidad. En el plano $z=0.25$ m se puede notar un movimiento de aire ascendente debido al calentamiento de la pared que recibe el flujo de calor y al llegar a la parte superior choca y se mueve hacia la de entrada del aire en $x=0.25$ m. Lo anterior provoca que la corriente del aire que entra tenga una notoria inclinación, este efecto se observa también en la corriente de aire que entra por la abertura en $x=0.50$ m. En el plano central ($z=0.50$ m), se observa que el aire ascendente choca con la parte superior de la cavidad y se mueve en dirección horizontal hasta llegar a la pared isotérmica donde cambia de dirección y desciende hasta que choca con la parte inferior. Una parte del fluido se mueve de forma horizontal hacia la pared caliente y otra parte se mueve de manera ascendente propiciando la formación un remolino en la parte inferior derecha. El movimiento ascendente del fluido también induce la formación de varios remolinos en la parte superior central de la cavidad. Por último en el plano $z=0.75$ m, se observa un comportamiento similar al descrito previamente, con movimientos ascendentes y descendentes, y algunos remolinos en la parte superior de la cavidad, donde adicionalmente se observa el movimiento del aire que sale de la cavidad;

el aire que se encuentra cercano a la pared con flujo de calor, sale con velocidades mayores (0.15-0.20 m/s) que las salidas en $x=0.50$ y 0.75 m, donde el aire sale con velocidades de 0.10 y 0.05 m/s, respectivamente.

En la Figura 4.12 se muestra el movimiento del aire para $Ra=2.7 \times 10^8$ y $Re=2500$. En los planos $x=0.25$ m, 0.5 m y 0.75 m, se observa claramente la corriente de aire que entra con velocidades de 0.5 m/s por la parte superior izquierda de la imagen (parte frontal de la cavidad). El aire entra de forma descendente y vertical hasta llegar al fondo de la cavidad donde el aire choca con la parte inferior y asciende por la parte derecha de la imagen (parte posterior de la cavidad); formándose un remolino en el centro que puede ser observado en los tres planos. El aire asciende y sale por la abertura en $z=0.25$ m. Se puede notar una rapidez del fluido de hasta 0.25 m/s en la parte superior del plano $x=0.25$ m, debido a la cercanía con la pared que recibe el flujo de calor, en el plano $x=0.75$ m que se encuentra cercano a la pared isotérmica, se observan velocidades de alrededor de 0.10 m/s.

En las alturas 0.25 m, 0.50 m y 0.75 m se aprecian tres regiones de entrada de aire pero con diferente forma y magnitud de la velocidad. Para la altura de 0.75 m las magnitudes de la velocidad de entrada llegan a ser de 0.55 m/s, mientras que en $y=0.25$ m esta se reduce hasta 0.20 m/s. En $y=0.75$, se observa el movimiento del aire ascendente ocasionado por la pared con flujo de calor. Por otro lado, a diferencia de lo que ocurre en la misma gráfica de la Figura 4.11, solo se observa la presencia de una capa límite térmica cercana a la pared caliente. Por otro lado en $y=0.75$ m se puede apreciar una deformación en el chorro de entrada de aire cercano a la pared caliente, debido al choque con el movimiento ascendente del aire inducido por la pared con flujo de calor.

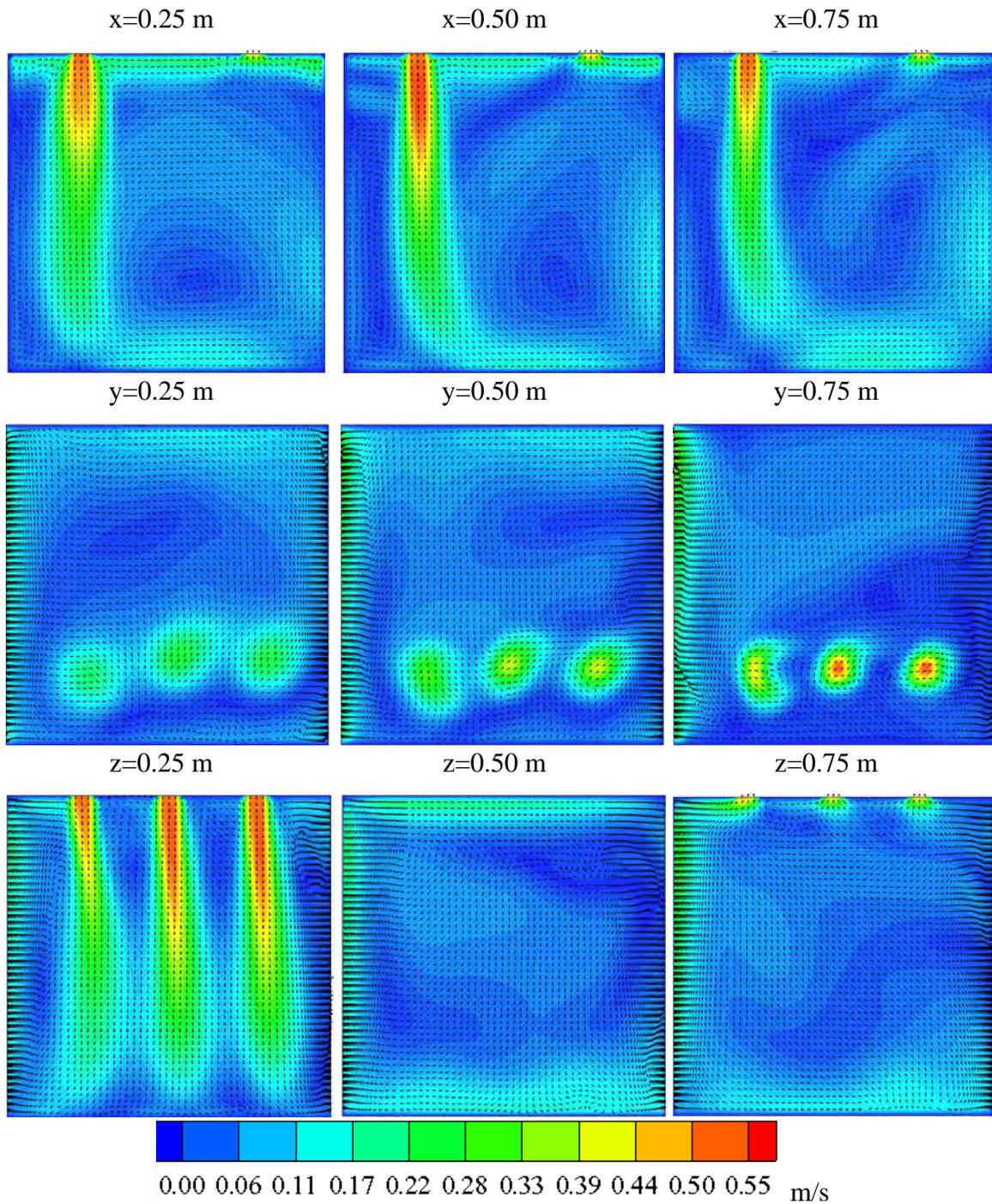


Figura 4.12 Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 1 ($Ra=2.70 \times 10^8$ y $Re=2500$).

En las figuras de los planos en $z=0.25$ m y 0.75 m, se muestra la manera que influyen en el movimiento del aire en el interior de la cavidad las posiciones de entrada y de salida del aire. En el plano $z=0.25$ m se observan claramente los tres chorros de entrada del aire con magnitudes de la velocidad de hasta 0.55 m/s y que tienen un movimiento descendente. También se puede apreciar un movimiento ascendente con velocidades de hasta 0.25 m/s inducido por la pared con flujo de calor. En el corte $z=0.50$ m se observa un patrón complejo, con formación de remolinos en varias regiones de la cavidad. El remolino cercano a la pared caliente se forma debido al movimiento ascendente del aire caliente que choca con la pared superior y se mueve hacia la pared isotérmica. Por otro lado, el remolino que se forma cercano a la pared isotérmica, sucede debido al movimiento descendente de aire frío, que interactúa con una corriente perpendicular. Finalmente en el plano $z=0.75$ m, se observan las posiciones de las tres salidas del aire con velocidades entre 0.45 m/s y 0.50 m/s.

En la Figura 4.13, se tienen las mismas condiciones que para la Figura 4.12 pero con un número de Rayleigh más alto ($Ra= 4.5 \times 10^8$), esto con el propósito de analizar el efecto que causa el incremento del flujo de calor. Se puede observar en el plano $x=0.25$ m una marcada disminución en la rapidez del chorro de aire que entra por la abertura cercana a la pared caliente. En los planos $x=0.50$ m y $x=0.75$ m, no se observa ningún efecto significativo como consecuencia del aumento del Rayleigh; el aire entra por la abertura llega al fondo de la cavidad y sube por la parte derecha de la imagen (parte posterior de la cavidad) dirigiéndose hacia la salida del aire.

En los planos correspondientes a diferentes alturas de la cavidad, se observa una deformación más acentuada en los chorros de entrada de aire en comparación con los correspondientes a la Figura 4.12. En los planos de las alturas 0.25 m y 0.5 m, los dos chorros de aire que entran cerca de la pared caliente están prácticamente unidos. Por otro lado los chorros de entrada de aire en $x=0.75$ m y $x=0.5$ m tienen velocidades de hasta 0.5 m/s y 0.4 m/s respectivamente, mientras que el chorro en $x=0.25$ m, alcanza velocidades de hasta 0.28 m/s.

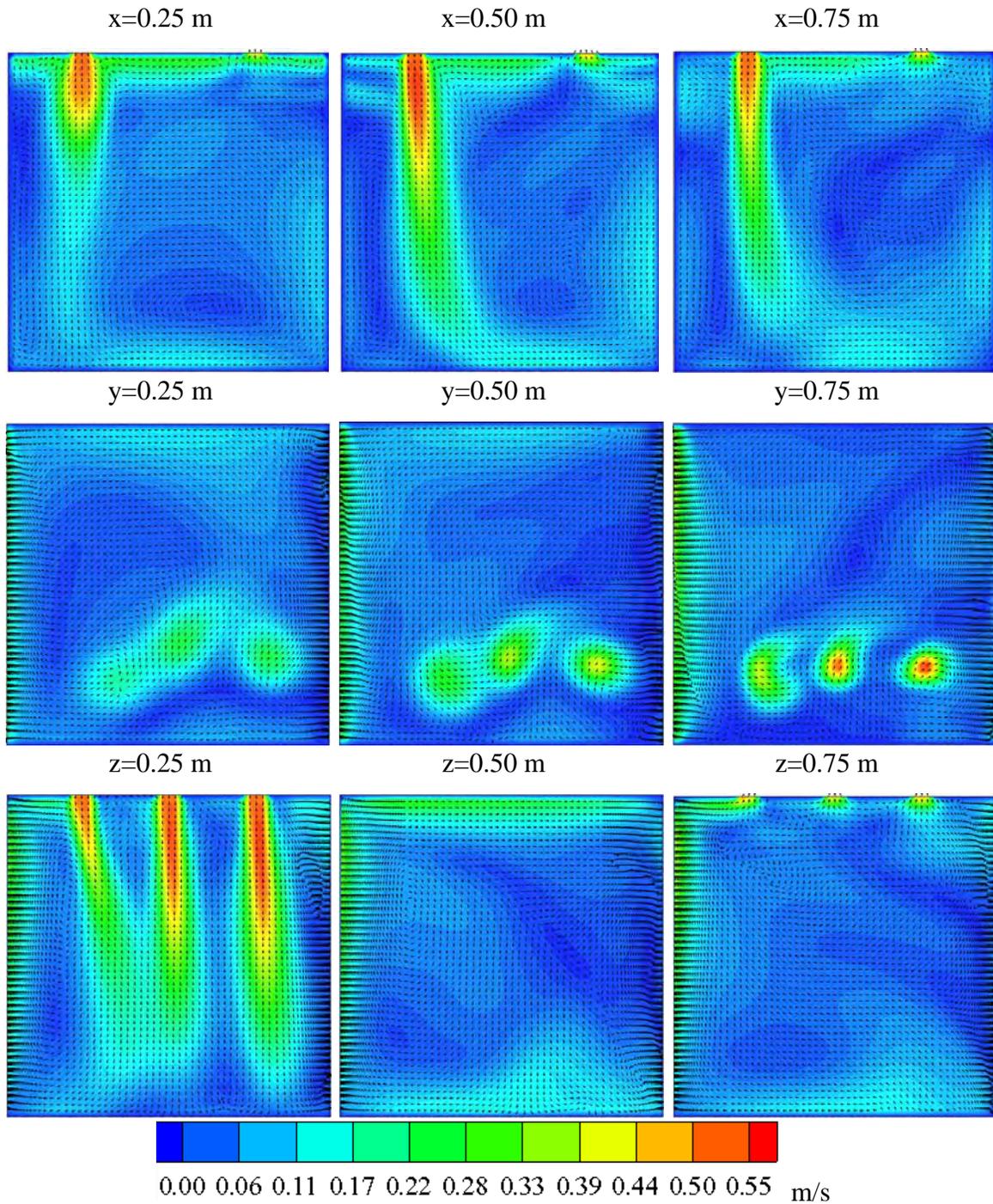


Figura 4.13 Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 1 ($Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=2500$).

En el plano $z=0.25$ m se observa el chorro de aire entrante inclinado hacia el lado derecho, quedando en el fondo de la cavidad muy cercano al chorro que entra en $x=0.50$ m. Se observa además en el corte $z=0.50$ m, un aumento del tamaño de las zonas en donde el fluido se mueve con mayor rapidez: la parte contigua a la pared caliente y en la parte superior de la cavidad, que son causadas por el aumento en el flujo de calor aplicado a la pared

4.2.1.2. Campos de temperatura.

La Figura 4.14, muestra el campo de temperatura en la cavidad ventilada para la Configuración 1 con $Re=500$ y $Ra=4.5 \times 10^8$. En los planos correspondientes a $x=0.25$ m, $x=0.5$ m y $x=0.75$ m, se aprecia en la parte superior la entrada de aire con una temperatura de 290 K. En la parte superior de la cavidad se observan temperaturas de hasta 312 K, debido a la baja velocidad de entrada de aire ($U_{en}=0.1$ m/s). En la parte inferior de la cavidad se observan temperaturas entre 301 y 306 K, por lo que existe un gradiente de temperatura vertical de alrededor de 8 K. En el plano $y=0.75$ m se observan dos círculos con temperaturas ligeramente menores que en el resto de la cavidad (306 K), debido a los chorros de entrada de aire frío a la cavidad. En las tres alturas, se logra observar las capas límites térmicas adyacentes a la pared con flujo de calor (izquierda) y la pared isotérmica (derecha).

En el plano $z=0.25$ m se aprecian las tres entradas de aire frío y valores de hasta 345 K en las esquina superior izquierda. También se distingue la capa límite térmica cercana a la pared con flujo de calor, la cual aumenta su espesor con la altura de la cavidad. En los planos $z=0.25$ m, $z=0.5$ m y $z=0.75$ m, se observa que existe una región en la parte inferior de la cavidad con temperaturas entre 303 y 308 K; así como una región con valores más altos de temperatura, que llegan hasta 325 K, en la parte superior de la cavidad.

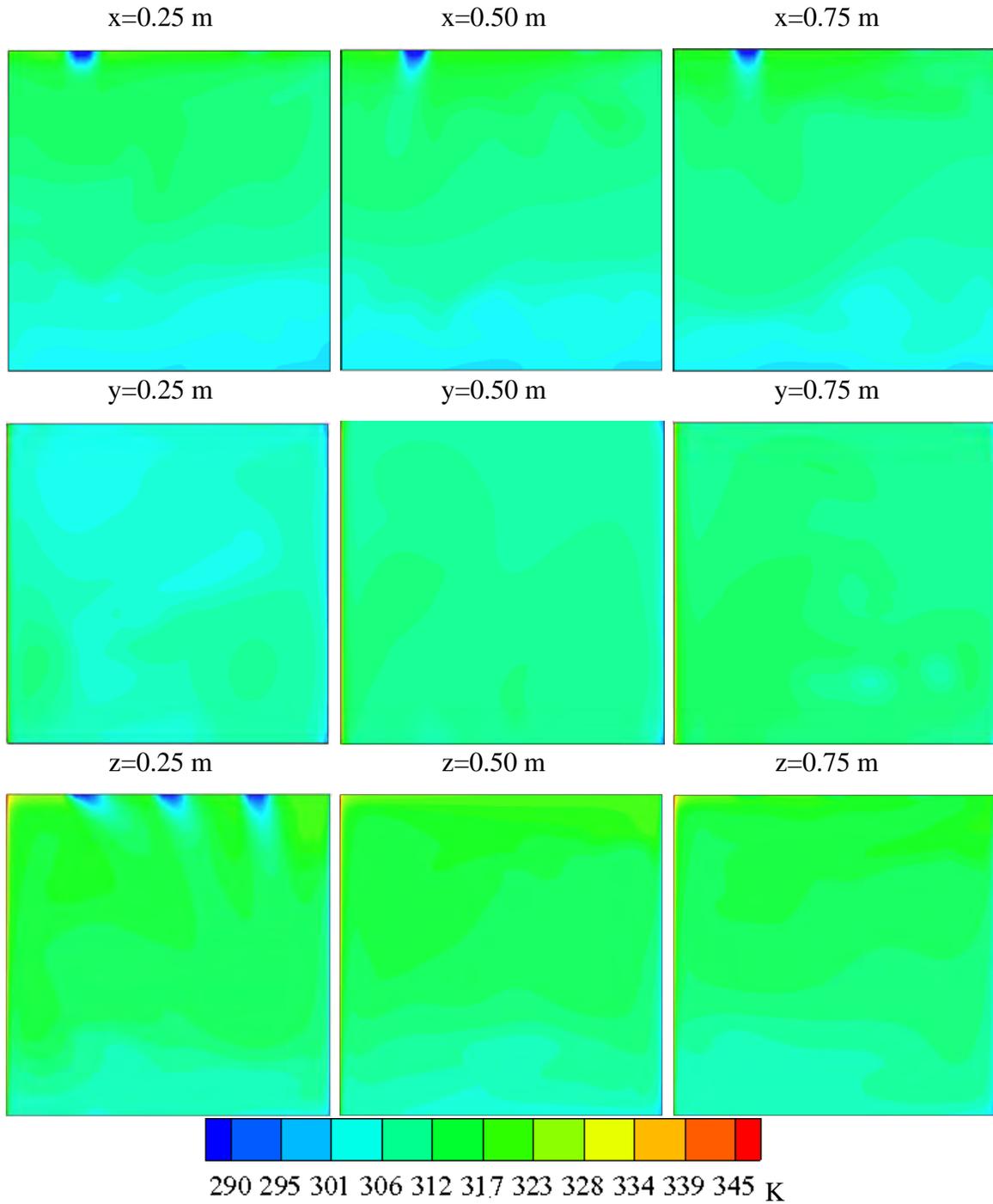


Figura 4.14 Campo de temperatura de la Configuración 1 considerando $Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=500$.

En la Figura 4.15 se muestra los campos de temperatura para $Re=3145$ y $Ra=2.7 \times 10^8$. Se observa en los planos en $x=0.25$ m, $x=0.5$ m y $x=0.75$ m, el chorro de entrada del aire con una temperatura de 295 K y su influencia hasta el fondo de la cavidad. También se observa una gran región a temperatura baja de alrededor de 298 K, que va desde la parte inferior hasta una altura de 0.65 m aproximadamente. De ésta altura hacia arriba se observa una estratificación de la temperatura, que es perturbada por el chorro de entrada y la salida del aire, con temperaturas de hasta 304 K. En el plano $x=0.25$ m se observan temperaturas de 307 K en las esquinas superiores.

En los planos a diferentes alturas se aprecia el efecto de las entrada del aire, en especial en la altura de 0.75 m por su proximidad con la entrada del aire frío. En el lado derecho de la imagen, se distingue el incremento del espesor de la capa límite adyacente a la pared con flujo de calor conforme se aumenta la altura en la cavidad. También se aprecia que predominan en el interior valores de temperatura cercanos a 298 K. Por último en los planos en $z=0.25$ m, $z=0.5$ m y $z=0.75$ m se observan tres patrones diferentes. En el plano $z=0.25$ m se distinguen los tres chorros de entrada de aire frío y se observa la capa límite térmica adyacente a la pared caliente. Sin embargo en $z=0.50$ m se tiene que el fluido se encuentra estratificado en la región superior de la cavidad, por el movimiento de aire caliente inducido por la pared con flujo de calor. En $z=0.75$ m, se observa una perturbación en la estratificación térmica causada por el aire que sale de la cavidad y un área mayor con temperatura baja (≈ 298 K).

En la Figura 4.16 se presentan los resultados para $Ra= 4.5 \times 10^8$. Es apreciable en los planos $x=0.25$ m, $x=0.5$ m y $x=0.75$ m un incremento en las temperaturas en el interior de la cavidad con respecto a los correspondientes en la Figura 4.15. También se observa una marcada disminución del tamaño de los chorros de aire frío, ya que en este caso en lugar de llegar al fondo no alcanzan la mitad de la altura de la cavidad

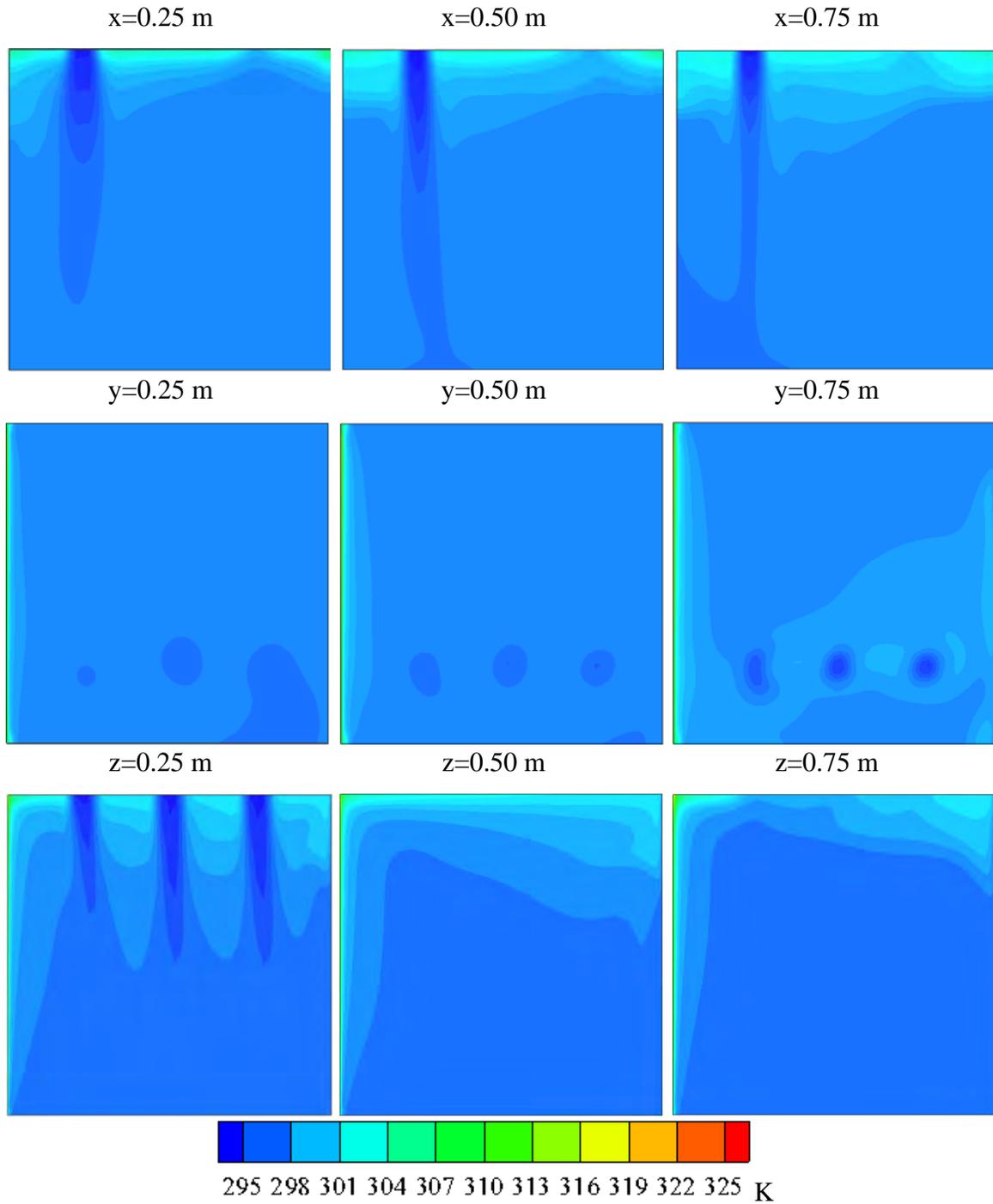


Figura 4.15 Campo de temperatura de la Configuración 1 considerando $Ra=2.70 \times 10^8$ y $Re=2500$.

En los planos para diferentes alturas, también se observa un claro incremento de en los valores de temperatura con respecto a la Figura 4.15; en especial en el plano $y=0.75$ m. Otra diferencia notable es que en el corte $y=0.25$ m, no se observa una influencia del chorro de aire frío que entra a la cavidad. Los planos en $z=0.25$ m, $z=0.5$ m y $z=0.75$ m, muestran más claramente el aumento de temperaturas en el interior, debido a que las temperaturas en la parte superior de la cavidad son de hasta 309 K. Además es más visible el espesor de la capa límite en la pared caliente, así como la estratificación de las temperaturas en la parte superior de la cavidad.

Considerando los resultados anteriores se puede concluir que el aumento considerado en el número de Reynolds tuvo un efecto mayor sobre el campo de temperatura que el incremento en el número de Rayleigh.

4.2.1.3. Distribución de temperatura y número de Nusselt en la pared con flujo de calor.

En las Figuras 4.17 y 4.18 se presentan la distribución de temperatura (izquierda) y distribución del número de Nusselt (derecha) en la pared con flujo de calor ($x=0$ m) para valores del número de Reynolds de 500 y 2500, respectivamente.

En la Figura 4.17a se muestra la imagen de la distribución de la temperatura para $Ra=2.70 \times 10^8$. Se observa que la mayor parte de la pared tiene valores de temperaturas entre 320 y 328 K, sin embargo en la parte superior derecha de la pared se alcanza una temperatura de 330 K. Para $Ra=4.7 \times 10^8$ (Figura 4.17b) hay temperaturas más altas, debido al incremento en el flujo de calor aplicado a la pared, con las temperaturas más altas en la parte superior que alcanzan 345 K. En la parte inferior y la parte izquierda de la imagen (frente de la cavidad), se observa un área delgada donde se encuentran las temperaturas menores, que son de alrededor de 315 K.

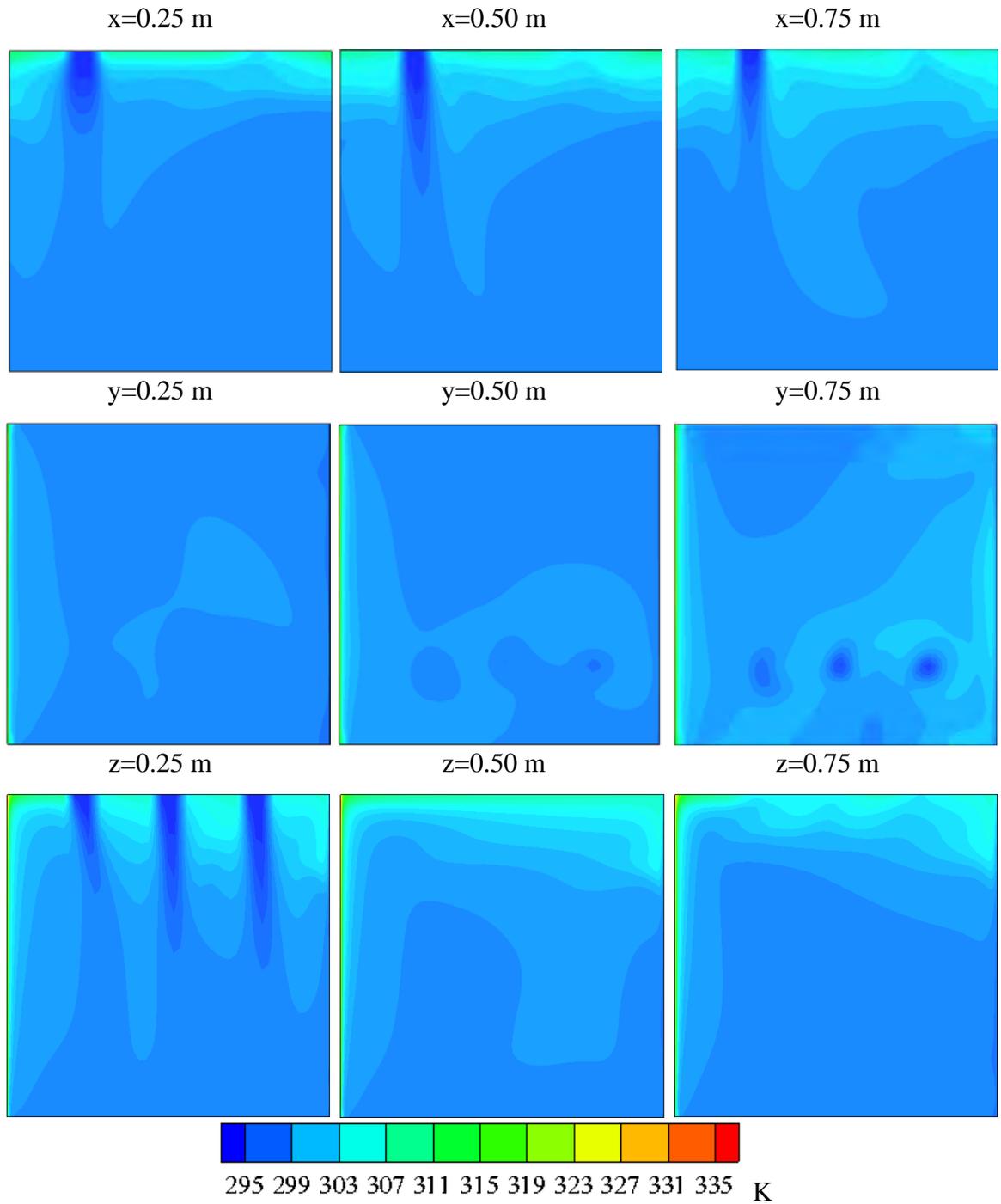


Figura 4.16 Campo de temperatura de la Configuración 1 considerando $Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=2500$.

Las Figuras 4.17a y 4.17b presentan valores más bajos del número de Nusselt en la parte superior (y en el caso de la Figura 4.17 también en la parte izquierda de la pared). El valor más alto del número de Nusselt es de 160, mientras que el más bajo es de alrededor de 50 para $Ra=2.70 \times 10^8$ y de alrededor de 70 para $Ra=4.7 \times 10^8$.

En la Figura 4.18a se observa que para $Ra=2.70 \times 10^8$ la mayor parte de la pared tiene valores de temperatura de alrededor de 315 K, con una región con temperatura alta (325 K) en la parte superior derecha y una región con temperatura baja (305 K) en la parte inferior izquierda. Cuando $Ra=4.7 \times 10^8$ se alcanzan temperaturas más altas debido al incremento en el flujo de calor, con temperaturas de hasta 335 K en la parte superior de la pared caliente. En la parte inferior y en las partes izquierda y derecha de la imagen (frente y detrás de la cavidad) es donde se tienen las temperaturas menores, que son de alrededor de 315 K.

En la Figura 4.18a se observa en la distribución del número de Nusselt, valores más bajos en la parte superior izquierda de la pared y valores más altos en la parte inferior derecha. La Figura 4.18b muestra que al aumentar el valor del número de Rayleigh, se modifica la distribución del número de Nusselt en la pared caliente, ahora los valores más altos del Nusselt se tienen en la parte inferior y a los costados de la pared caliente, alcanzando valores de 210. En el resto de la pared se aprecia el efecto de la convección natural ya que el número de Nusselt decrece al aumentar la altura, por lo que el valor mínimo se presenta en la parte superior de la pared.

4.2.2 Análisis de la transferencia de calor en la Configuración 2.

4.2.2.1. Patrón de flujo.

En la Figura 4.19 se presentan los vectores de velocidad junto con isocurvas de la magnitud de la velocidad para la Configuración 2, en nueve planos para $Ra=4.5 \times 10^8$ y $Re=500$.

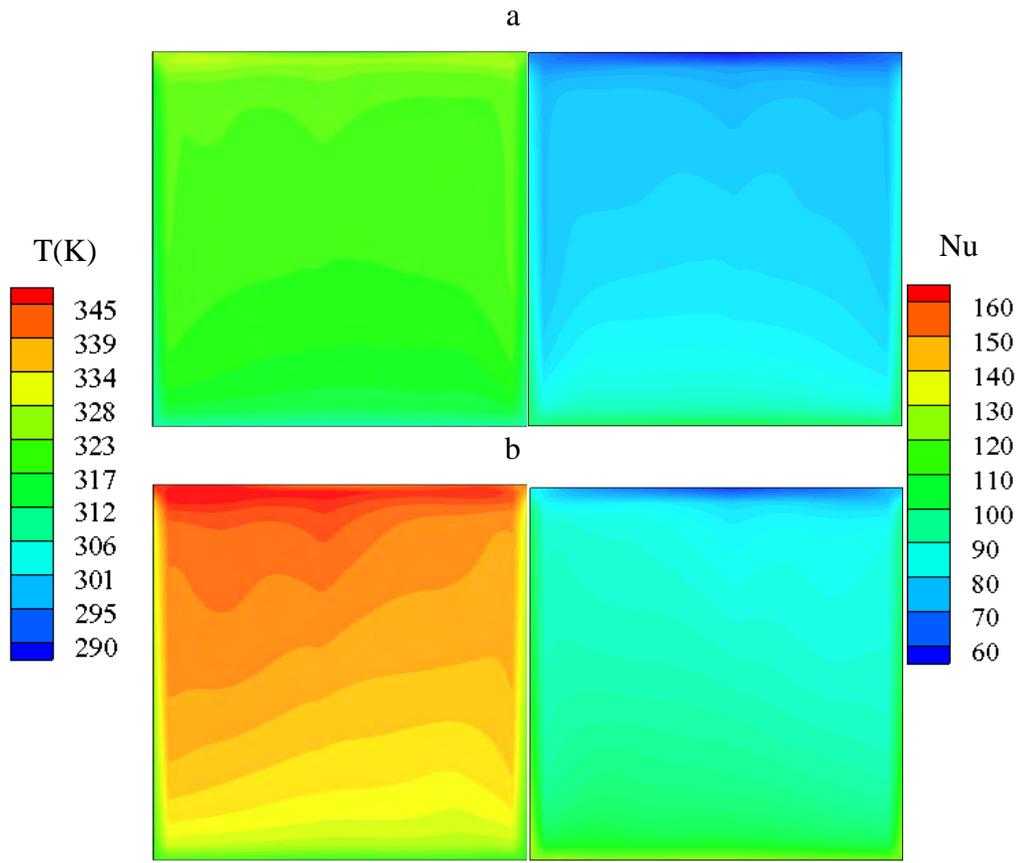


Figura 4.17 Distribuciones de temperatura (izquierda) y número de Nusselt (derecha) en la pared caliente ($Re=500$), considerando: a) $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.

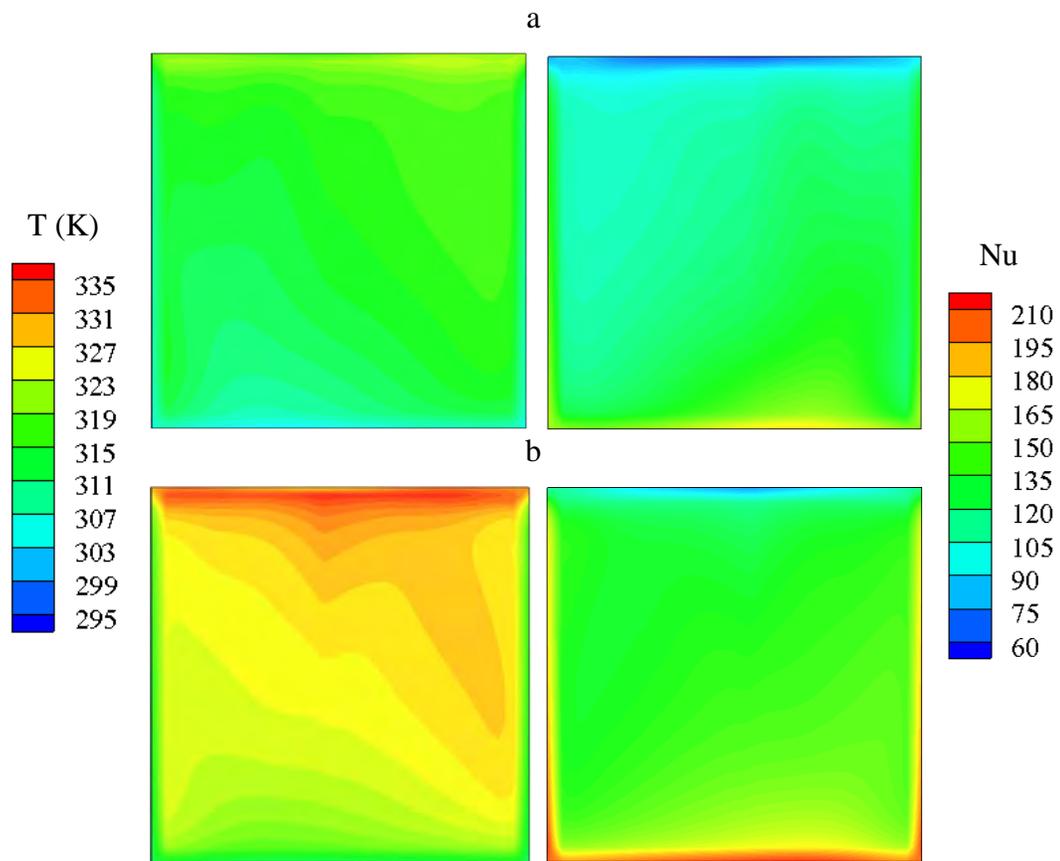


Figura 4.18 Distribuciones de temperatura (izquierda) y número de Nusselt (derecha) en la pared caliente ($Re=2500$), considerando: a) $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.

En el plano $x=0.25$ m, se pueden observar las tres salidas de aire ubicadas en la parte superior de la imagen donde las magnitudes de la velocidad de salida del aire se encuentran entre 0.17 y 0.22 m/s, mientras las magnitudes de la velocidad en el resto de este plano son considerablemente menores (0.0 a 0.12 m/s). Se observa una corriente de aire ascendente a la derecha de la imagen (correspondiente a la parte posterior de la cavidad) con velocidades de hasta 0.12 m/s. En todos los planos en x se aprecian la formación de varios remolinos distribuidos en diferentes posiciones de la cavidad. Además en $z=0.50$ m, se observa una corriente ascendente que comienza en la parte inferior central de la cavidad, dicha corriente proviene del aire que circula cerca de la pared isotérmica y se calienta conforme se aleja de ella. En el plano $x=0.50$ m, se observa que el aire se mueve con mayor rapidez en la parte superior de la cavidad, debido a la cercanía con las aberturas de entrada y salida del aire. En el plano $x=0.75$ m, también se aprecian el movimiento del aire con mayor rapidez en la parte superior en la región cercana a las entradas de aire. El aire entra con una velocidad baja, por lo cual la convección forzada no domina el movimiento de aire en toda la cavidad, sino que existen varias corrientes y remolinos en varias direcciones.

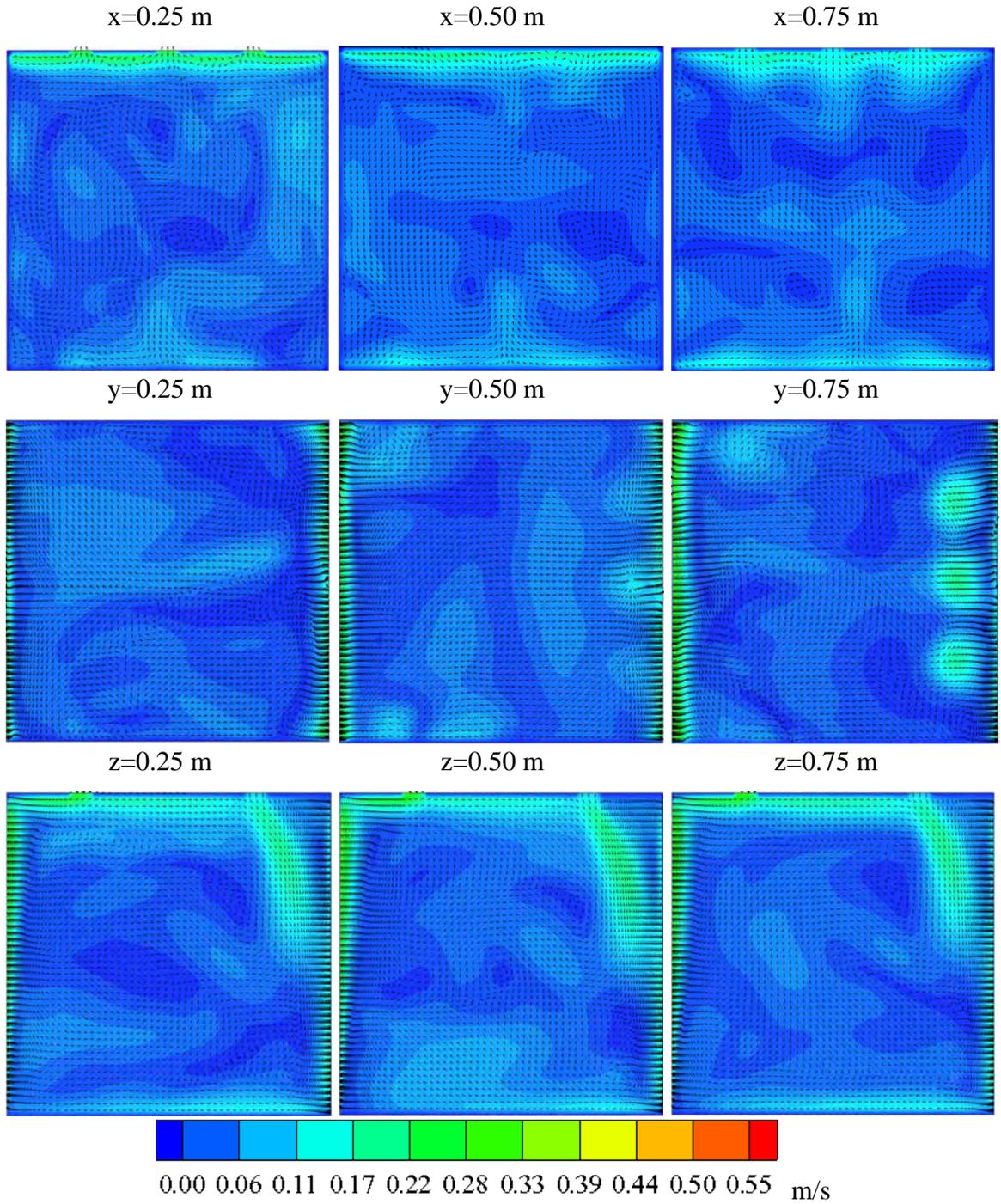


Figura 4.19 Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 2 ($Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=500$).

En los planos con alturas: 0.25 m, 0.50 m y 0.75 m, se observa que el aire cercano a la pared caliente tiene magnitudes de velocidad de hasta 0.20 m/s, mientras que en los planos a alturas de 0.5 y 0.75 m se observan los chorros de entrada del aire con rapidez entre 0.11 y 0.14 m/s. También en la parte izquierda del plano a una altura de 0.75 m se observa que el aire se mueve en varias direcciones al intentar salir por la abertura de salida.

En planos en z se observa la posición de la entrada y salida del aire, donde el aire desciende por la parte derecha de la imagen para posteriormente ascender debido a su calentamiento. También se puede observar que la salida del aire se beneficia de la aceleración del aire inducida por la pared caliente.

En la Figura 4.20 se presentan los vectores de velocidad junto con isolíneas de magnitud de la velocidad para la Configuración 2, considerando $Ra=2.7 \times 10^8$ y $Re=3146$. En el plano $x=0.25$ m, se observan las tres salidas de aire que se ubican en la parte superior de la imagen donde la magnitud de la velocidad de salida del aire es de alrededor de 0.40 m/s, mientras que en la parte central la rapidez del fluido es menor con valores entre 0.05 y 0.10 m/s. Además se observa una corriente ascendente desde la parte inferior de la cavidad. En los planos $x=0.25$ y $x=0.50$ m, se aprecian remolinos en la parte superior de la cavidad. Además en el plano $x=0.50$ m se observa una corriente descendente que induce la formación de remolinos en la parte inferior de la cavidad, debido a que existe un movimiento de aire ascendente proveniente de la parte cercana a la pared caliente. En el corte $x=0.75$ m se observan en la parte superior de la cavidad los chorros de aire de entrada los cuales tienen magnitudes altas de la velocidad entre 0.45 y 0.50 m/s. En estos planos se aprecia una región en donde el movimiento descendente del fluido inducido por los chorros de entrada del aire, mientras que en las regiones cercanas a las paredes izquierda y derecha se presenta un movimiento ascendente de baja rapidez (0.05 m/s).

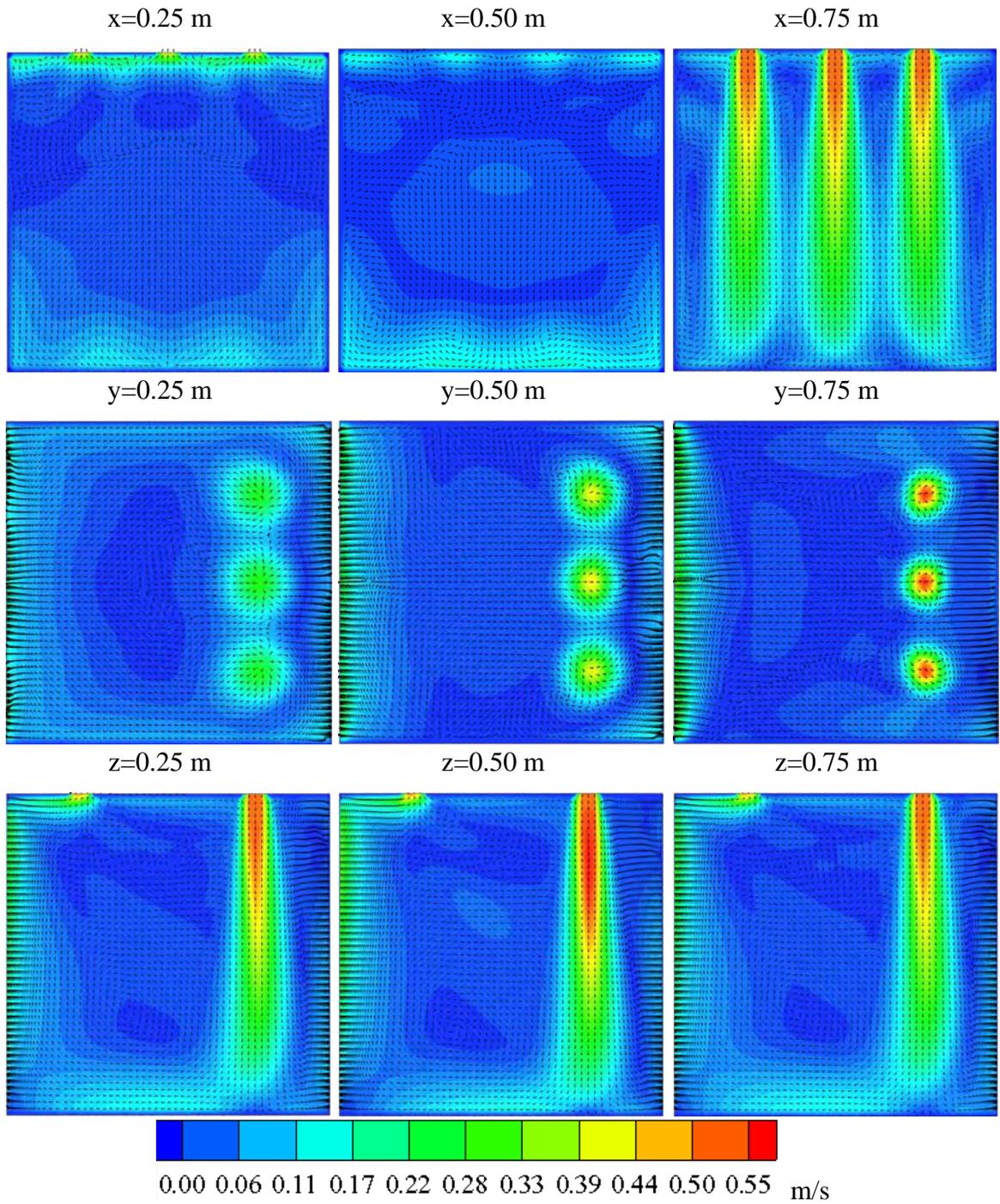


Figura 4.20 Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 2 ($Ra=2.70 \times 10^8$ y $Re=2500$).

En los planos para alturas de 0.25 m, 0.50 m y 0.75 m, se observa que la magnitud y dirección de la velocidad del aire de entrada afecta sustancialmente el movimiento del aire en el interior de la cavidad. También se aprecia en la región cercana a la pared que recibe el flujo de calor un movimiento ascendente del aire.

En los planos en $z=0.25$ m, $z=0.5$ m y $z=0.75$ m se observan las posiciones de entrada y salida del aire, donde el aire desciende por la parte derecha hasta que choca con la parte inferior de la cavidad y se mueva hacia la pared caliente, donde asciende impulsado por la fuerza de flotación. El aire que asciende contiguo a la pared caliente choca con la pared superior y sale por la abertura de salida con una rapidez máxima de 0.45 m/s.

Los vectores de velocidad e isolíneas de magnitud de la velocidad para la Configuración 2 con $Ra=4.5 \times 10^8$ ($Re=3146$) se muestran en la Figura 4.21. La comparación de las gráficas en las Figuras 4.20 y 4.21 permite analizar el efecto que causa el incremento del número de Rayleigh. Se puede observar en los diferentes planos considerados que el patrón de flujo no cambia en forma apreciable al aumentar el número de Rayleigh. Sin embargo existe un ligero aumento entre las magnitudes de la velocidad principalmente en la región cercana a la pared caliente.

4.4.2.2. Campos de temperatura.

La Figura 4.22, muestra los campos de temperatura en la cavidad ventilada para la Configuración 2 con $Re=500$ y $Ra=4.5 \times 10^8$. En el plano $x=0.75$ se aprecia la entrada del aire con una temperatura de 290 K, mientras que las temperaturas al interior de la cavidad llegan a ser de 320 K. Lo anterior debido a que el aire entra a la cavidad con una magnitud de velocidad baja ($U_{en}=0.1$ m/s). La temperatura más alta se presenta en la parte superior izquierda de la imagen (frente de la cavidad), por la energía térmica que recibe el fluido de la pared caliente y su posterior desplazamiento a la parte superior de la cavidad. Por otro lado en la parte inferior y parte derecha de la imagen (parte posterior de la cavidad) se observan temperaturas entre 301 y 306 K.

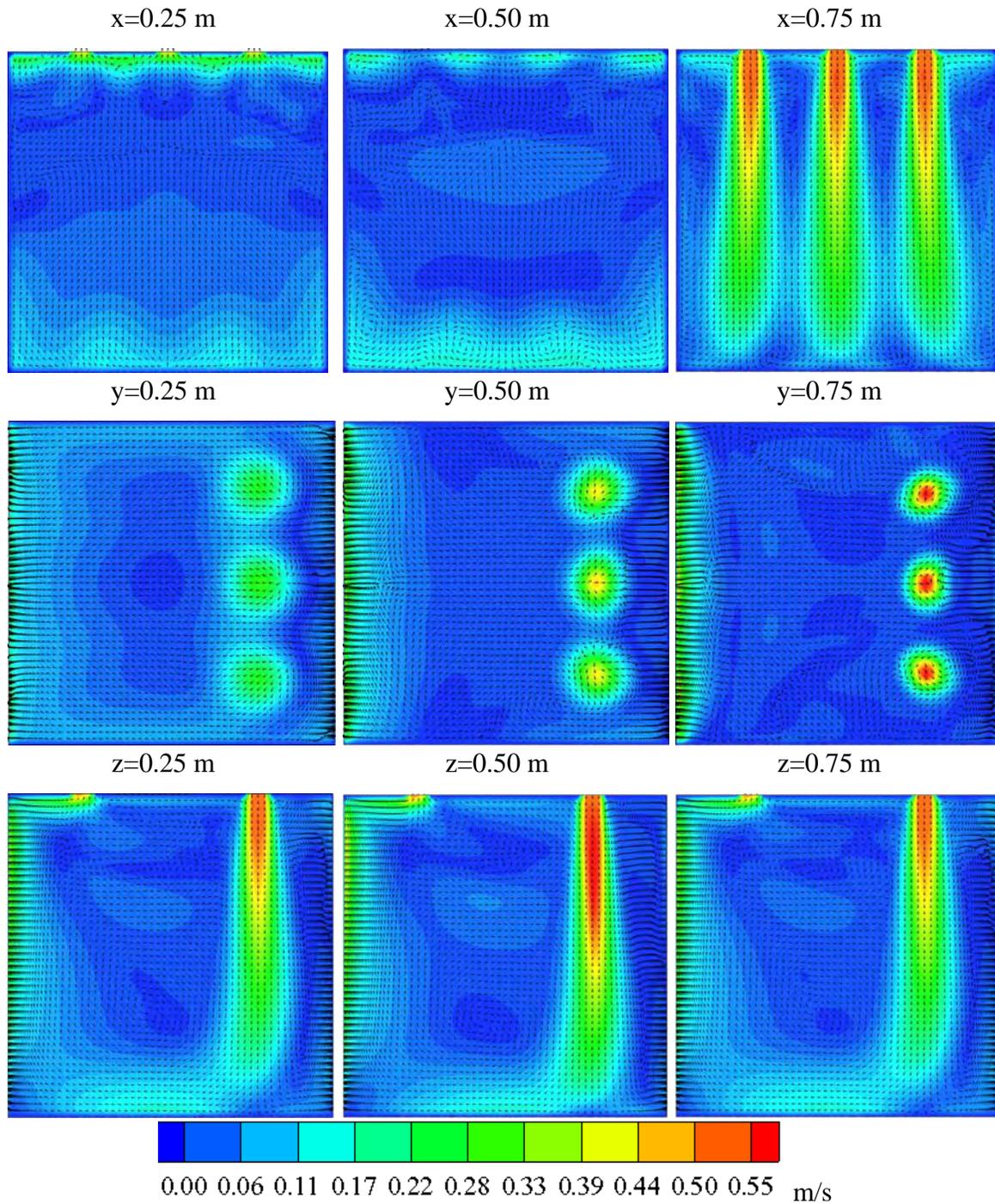


Figura 4.21 Velocidad del aire en la cavidad ventilada a escala con la Configuración 2 ($Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=2500$).

En los planos con alturas de: 0.25 m, 0.50 m y 0.75 m, se observa de nuevo que las temperaturas son más altas en la parte superior de la cavidad. En el plano $y=0.75$, se aprecia tenuemente el efecto que tiene la entrada del aire a temperatura baja (290 K) en la parte derecha de la cavidad, donde el área de entrada del aire ocasiona que en esta zona existan temperaturas ligeramente menores que en el resto de la cavidad (310 K). Conviene mencionar que en estas imágenes no se distingue la capa límite térmica adyacente a la pared con flujo de calor.

En los planos en $z=0.25$ m, $z=0.5$ m y $z=0.75$ m, se aprecian las tres entradas de aire frío con valores de alrededor de 290 K. Es posible observar la capa límite térmica con un espesor muy pequeño y temperaturas de hasta 345 K. También se observa que existe una región en la parte inferior de la cavidad con temperaturas entre 301 y 306 K y una región en la parte superior con temperaturas de hasta 325 K.

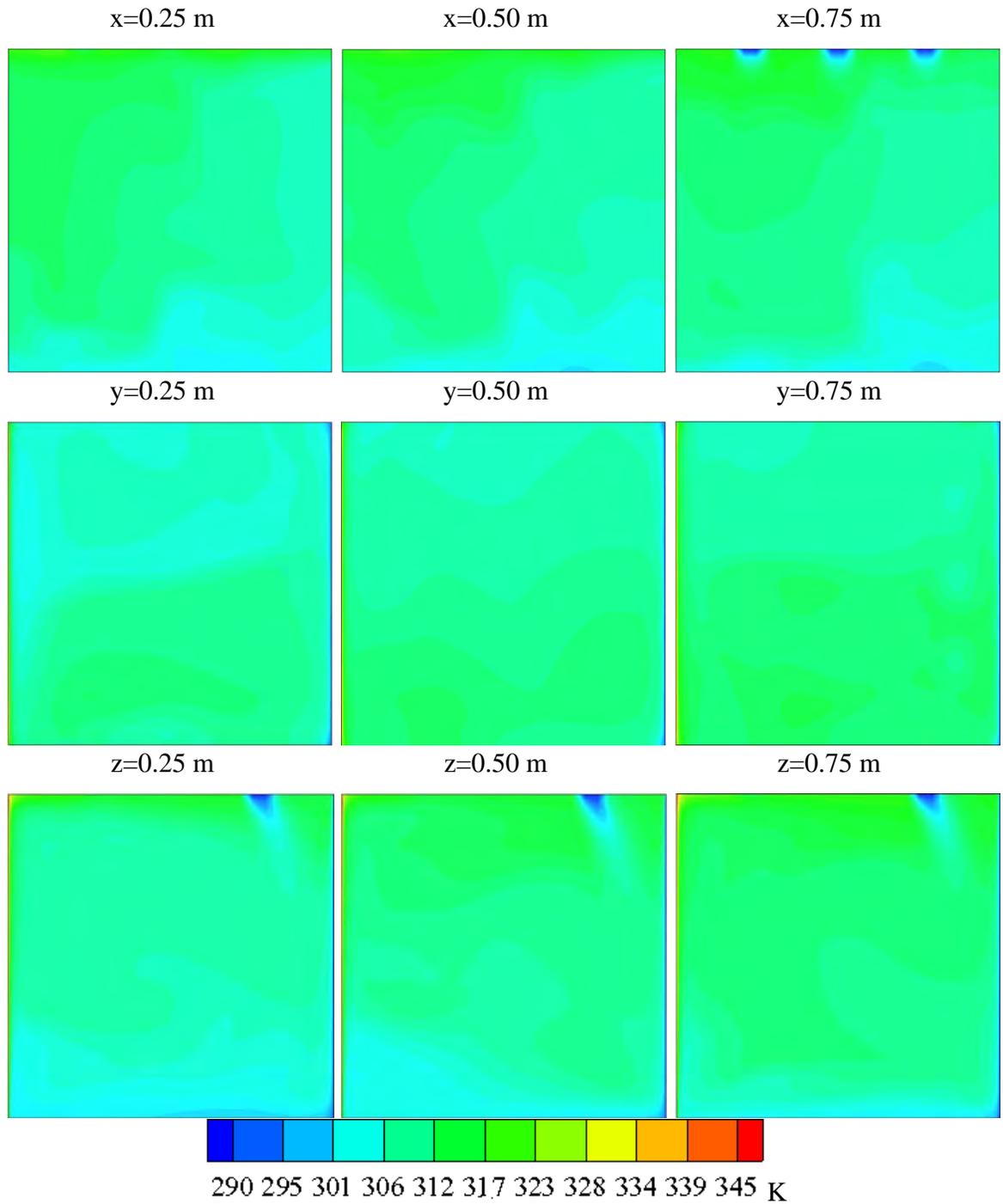


Figura 4.22 Campos de temperatura para la Configuración 2 considerando $Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=500$.

En la Figura 4.23, se muestran los campos de temperaturas para la Configuración 2 con $Re=2500$ y $Ra=2.7 \times 10^8$. Para cada plano en x , se observan diferentes comportamientos. En el plano $x=0.25$ m, se observa la influencia que tienen las salidas de aire sobre el patrón de temperaturas, mientras que las temperaturas en el interior de la cavidad son de alrededor de 298 K. En el plano en $x=0.50$ m las temperaturas tienen un comportamiento complejo, ya que el movimiento del aire que entra a la cavidad hace que existan variaciones grandes de la temperatura en el interior de la cavidad. Por otro lado, en el plano en $x=0.75$, se observan los chorros de aire que entran y su influencia sobre la distribución de las temperaturas desde su entrada en la parte superior hasta el fondo de la cavidad. Además se observa una región grande con temperaturas de alrededor de 298 K, desde la parte inferior hasta aproximadamente una altura de 0.70 m. De 0.70 m hacia arriba se observa la estratificación de la temperatura, que es perturbada por los chorros de entrada del aire.

En los planos en y se distingue la entrada del aire en la parte superior, mientras que en el lado izquierdo de las imágenes se aprecia una franja delgada de aire caliente adyacente a la pared con flujo de calor (capa límite térmica). Por otro lado el espesor de la capa límite térmica se va incrementando conforme se aumenta la altura en la cavidad. Sin embargo la mayor parte de la cavidad tiene una temperatura de 298 K.

En los planos en z , se muestra del lado derecho la entrada del chorro de aire frío que permite el enfriamiento del aire en la cavidad y que la capa límite térmica del lado izquierdo sea muy delgada. Se tiene una región en la parte superior izquierda de la cavidad con temperaturas entre 310 y 325 K.

En la Figura 4.24, se presentan los resultados $Ra= 4.5 \times 10^8$. Es apreciable en los planos $x=0.25$ m, $x=0.5$ m y $x=0.75$ m un incremento en las temperaturas en el interior de la cavidad con respecto a los de la Figura 4.23. Sin embargo para esta configuración no hay una disminución en el tamaño de los chorros de aire frío como sucedía en los resultados con $Ra=2.7 \times 10^8$.

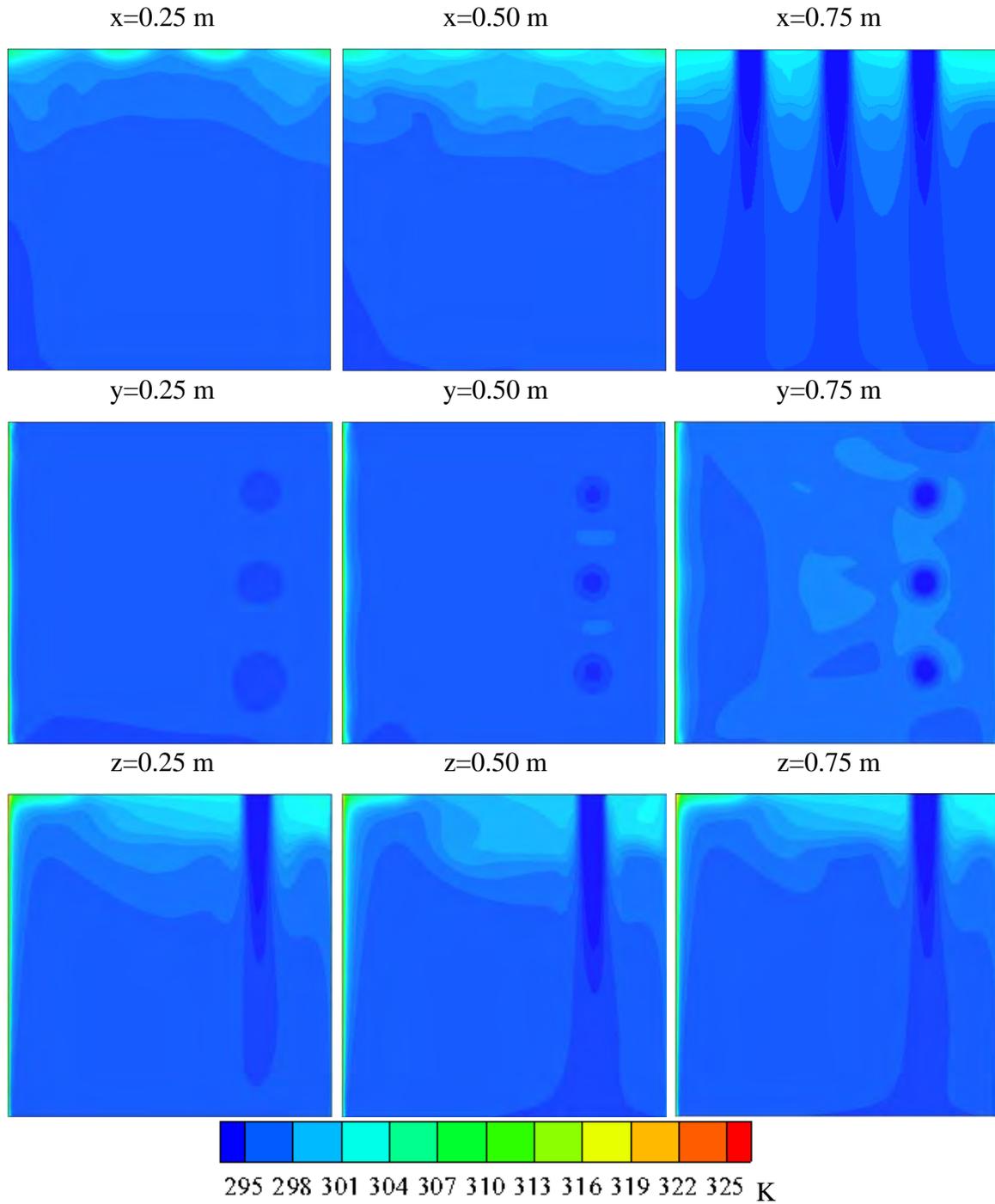


Figura 4.23 Campos de temperatura para la Configuración 2 considerando $Ra=2.70 \times 10^8$ y $Re=2500$.

En los planos para diferentes alturas, se observa un incremento de temperaturas con respecto a la Figura 4.23, por lo que el incremento del número de Rayleigh ocasiona que las temperaturas aumenten, lo cual es claramente visible en el plano a una altura de 0.75 m. Para este valor del número de Rayleigh en el plano $y=0.25$ m se observa solo un chorro de aire frío, mientras que para el mismo plano con $Ra=2.7 \times 10^8$ se distinguen los tres chorros de aire frío que entran a la cavidad. En los planos en z se observa que las temperaturas en la parte superior de la cavidad son de hasta 308 K, además en los tres planos se aprecia que el espesor de la capa límite en la pared caliente es mayor que el observado en la Figura 4.23.

Al igual que en las figuras de la Configuración 1, con los resultados anteriores se puede concluir que el aumento en el número de Reynolds tuvo un efecto mayor sobre el campo de temperatura que el incremento en el número de Rayleigh.

4.2.2.3 Distribución de temperatura y número de Nusselt en la pared con flujo de calor.

En las Figuras 4.25 y 4.26 se presentan la distribución de temperatura (izquierda) y la distribución del número de Nusselt (derecha) en la pared que recibe el flujo de calor para números de Reynolds de 500 y 2500, respectivamente.

En la Figura 4.25a del lado izquierdo se muestra la distribución de la temperatura para $Ra=2.7 \times 10^8$. Se observa que las temperaturas que predominan en la pared se encuentran entre 317 y 323 K, también se aprecia en la parte superior derecha de la pared una pequeña zona, donde se alcanzan temperaturas de hasta 332 K. En la Figura 4.25b ($Ra=4.7 \times 10^8$) se tienen temperaturas de hasta 345 K debido al incremento en el flujo de calor aplicado. Las temperaturas más altas se encuentran en la parte superior de la pared caliente, disminuyendo gradualmente conforme disminuye la altura. En la parte inferior y la parte izquierda de la imagen (frente de la cavidad) es donde se tienen las temperaturas menores, que son de alrededor de 315 K. Este caso corresponde a una

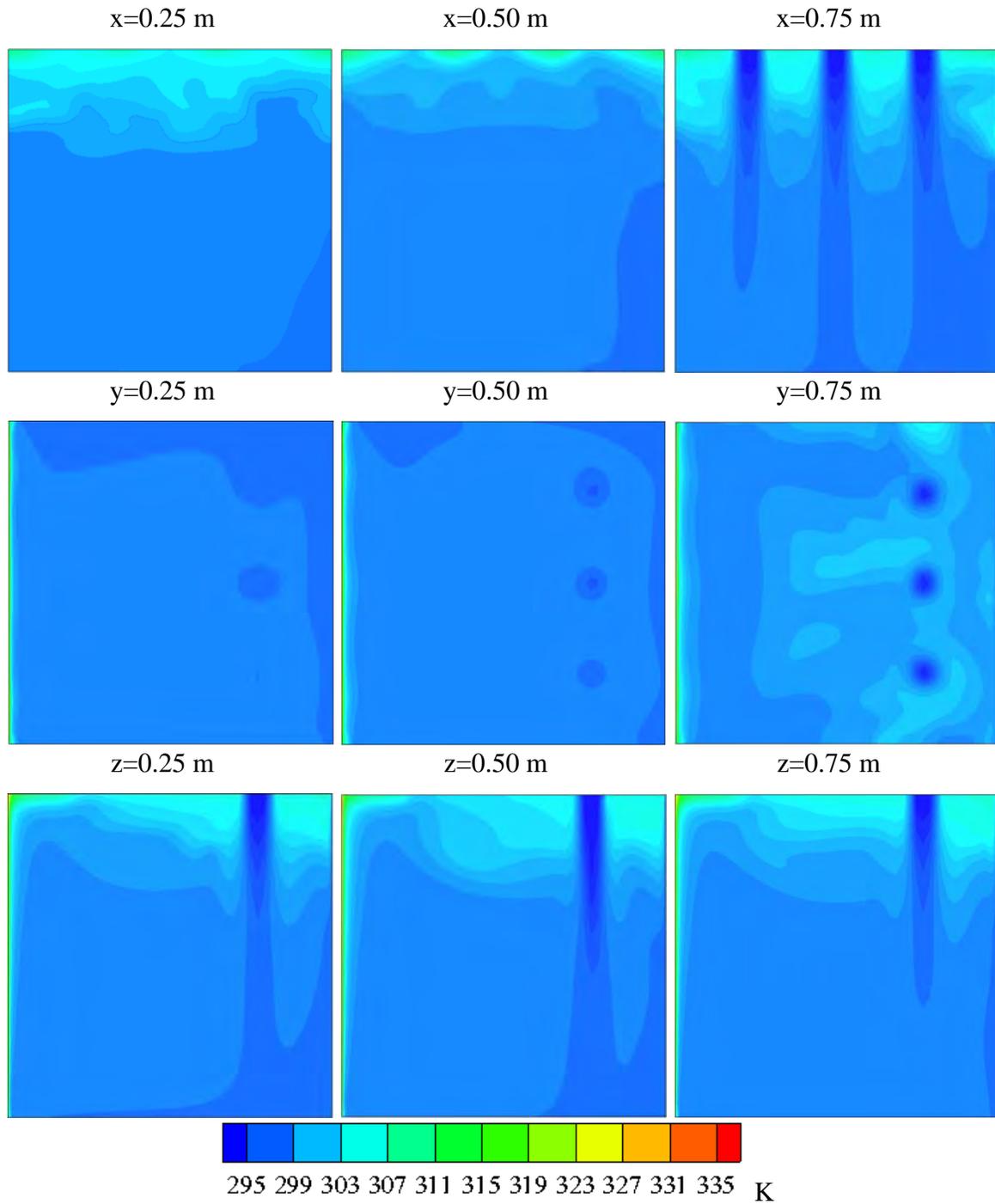


Figura 4.24 Campos de temperatura para la Configuración 2 considerando $Ra=4.50 \times 10^8$ y $Re=2500$.

condición de ventilación mínima, por lo que la distribución de temperatura de la pared depende de la convección natural.

Por otro lado en el lado derecho de la Figura 4.25a se puede observar la distribución del número de Nusselt, en donde se presentan valores bajos ($Nu=50$) en la parte superior y superior derecha. Los valores altos del número de Nusselt se encuentran distribuidos en la parte inferior y en la parte izquierda de la pared, con un valor máximo de 128. En la Figura 4.25b se observa una zona en la parte baja de la pared donde el número de Nusselt alcanza un valor de 160. El aumento en el número de Nusselt en la parte inferior se debe al contacto de la corriente de aire frío que entra en contacto con la superficie y a la existencia de un gradiente de temperatura mayor.

La distribución de temperatura de la pared caliente que se presenta en la parte izquierda de la Figura 4.26a, muestra que para $Ra=2.70 \times 10^8$ la mayor parte de la pared tiene temperaturas de aproximadamente 315 K, con una delgada franja en la parte superior de la pared con temperatura de 323 K. En la Figura 4.26b ($Ra=4.7 \times 10^8$) se observa una distribución de temperatura simétrica por la colocación de las entradas y salidas del aire. Las temperaturas más altas, al igual que para $Ra=2.70 \times 10^8$, se encuentran en la parte superior de la pared caliente, alcanzándose una temperatura de 335 K. La temperatura menor, de alrededor de 315 K, se encuentra en franjas delgadas ubicadas en la parte inferior y a la izquierda y derecha de la imagen (frente y detrás de la cavidad).

En la distribución del número de Nusselt de la Figura 4.26a, se tienen valores más bajos en la parte superior izquierda de la pared y valores más altos en la parte inferior. En la Figura 4.26b, los valores más altos del Nusselt se tienen en la parte inferior y en ambos costados de la pared caliente, alcanzando valores de 210. Para ambas imágenes (a y b) la distribución del número de Nusselt está relacionada con la forma en que se mueve el aire en el interior de la cavidad. Los valores más altos del número de Nusselt se deben a que entra en contacto el aire frío con la parte inferior de la pared caliente.

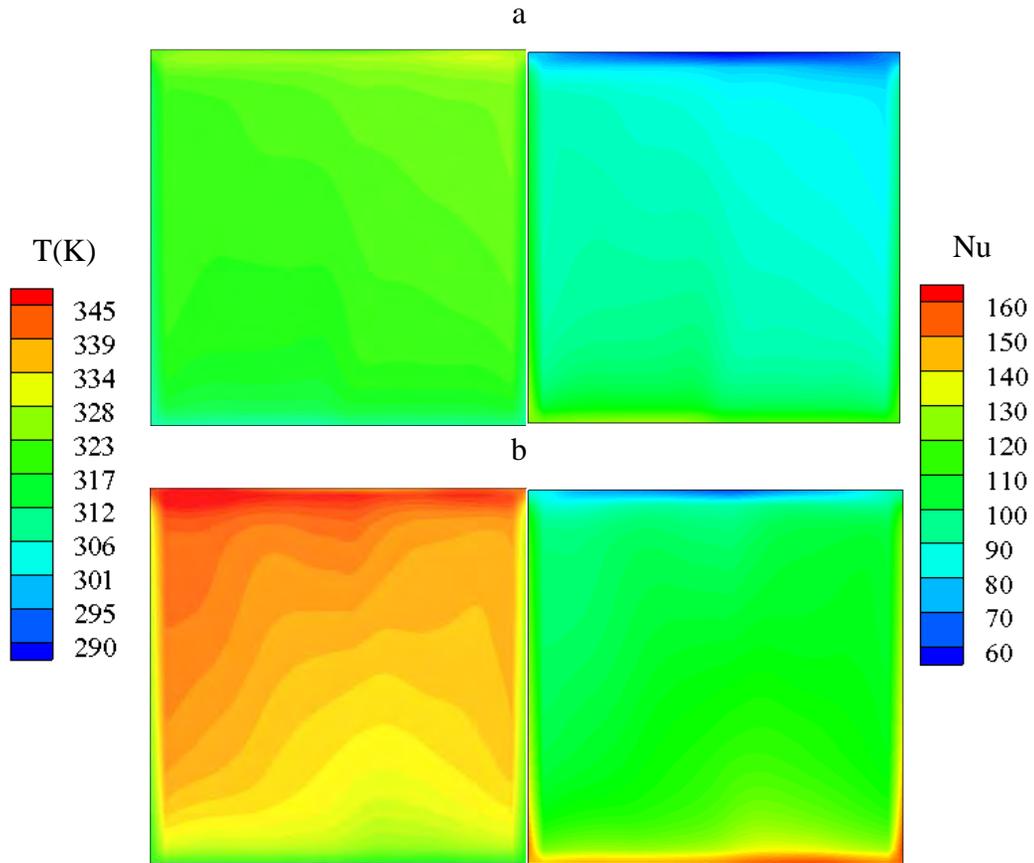


Figura 4.25 Distribuciones de temperatura (izquierda) y número de Nusselt (derecha) en la pared caliente ($Re=500$), considerando: $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.

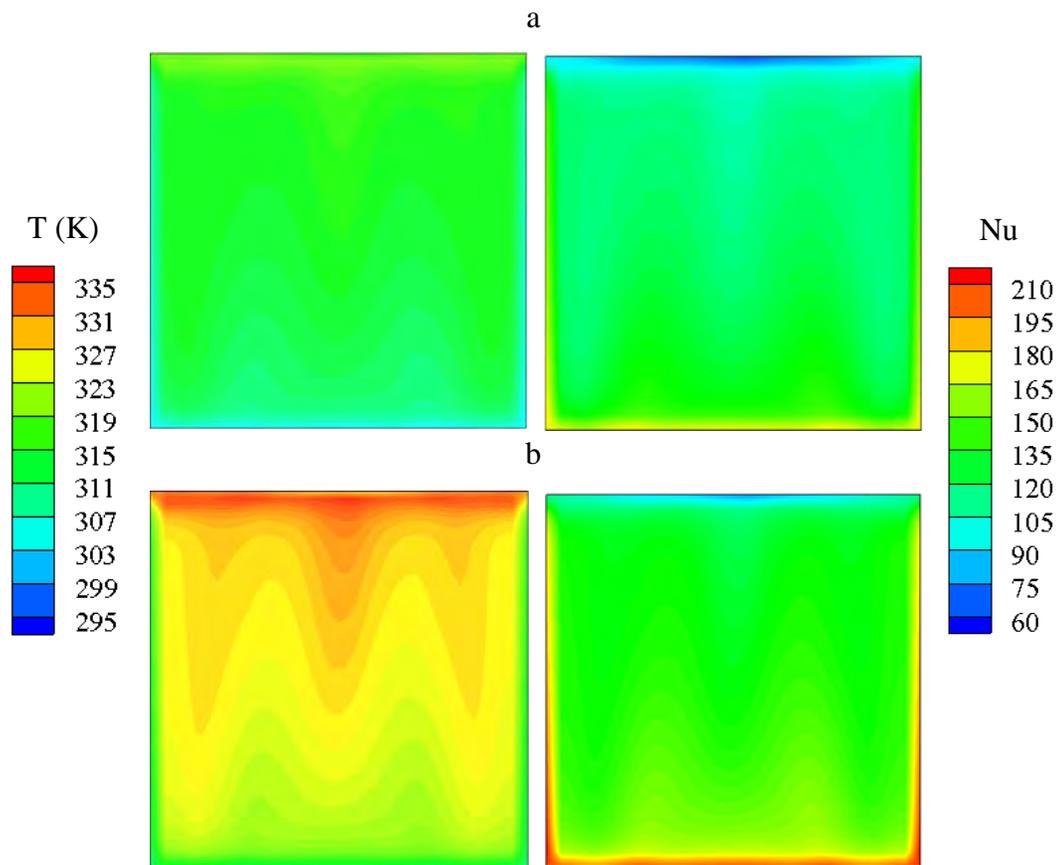


Figura 4.26 Distribuciones de temperatura (izquierda) y número de Nusselt (derecha) en la pared caliente ($Re=2500$), considerando a) $Ra=2.70 \times 10^8$ y b) $Ra=4.50 \times 10^8$.

4.3 Correlaciones del número de Nusselt.

En la práctica, el coeficiente de transferencia de calor es de gran interés. La forma más práctica para quien realiza cálculos, es presentar los datos de los coeficientes de transferencia de calor en forma de correlaciones. En muchos casos es conveniente tener ecuaciones sencillas para estimar los coeficientes de transferencia de calor, sin embargo a pesar de su simplicidad, nos proporcionan resultados suficientemente precisos para propósitos ingenieriles. A continuación se muestran las correlaciones obtenidas en éste estudio.

En las Figuras 4.27 y 4.28 se presentan las superficies de ajuste y los valores numéricos del número de Nusselt promedio que se presentan en la Tabla 4.4. Los puntos sobre las gráficas corresponden a los datos estimados teóricamente. Las variables en los ejes coordenados de las gráficas corresponden al número de Rayleigh (Ra), número de Reynolds (Re) y número de Nusselt promedio (\overline{Nu}). Se obtuvo un conjunto de parámetros de la correlación, para cada configuración de entrada del aire (Configuración 1 y Configuración 2). La expresión matemática con sus respectivos coeficientes se presenta a continuación:

$$\overline{Nu} = a + \frac{b}{\sqrt{Re}} + c\sqrt{Ra}$$

en donde:

Tabla 4.3. Coeficientes para las correlaciones del Número de Nusselt.

	Configuración 1	Configuración 2
r²	0.9545	0.9773
a	70.4942	80.2220
b	-989.7448	-1150.83
c	0.0040	0.0038

Tabla 4.4 Valores numéricos del número de Nusselt promedio para la cavidad ventilada.

Configuración 1			Configuración 2		
Re	Ra	\bar{Nu}	Re	Ra	\bar{Nu}
500	2.70×10^8	92.71	500	2.70×10^8	91.98
	4.50×10^8	109.47		4.50×10^8	109.06
	5.40×10^8	122.93		5.40×10^8	116.94
	9.00×10^8	151.55		9.00×10^8	150.092
1500	2.70×10^8	109.22	1500	2.70×10^8	112.35
	4.50×10^8	132.11		4.50×10^8	131.84
	5.40×10^8	140.74		5.40×10^8	141.57
	9.00×10^8	161.33		9.00×10^8	161.53
2000	2.70×10^8	116.81	2000	2.70×10^8	118.7
	4.50×10^8	138.98		4.50×10^8	139.91
	5.40×10^8	147.47		5.40×10^8	148.82
	9.00×10^8	173.1		9.00×10^8	169.75
2500	2.70×10^8	120.17	2500	2.70×10^8	122.9
	4.50×10^8	141.94		4.50×10^8	142.02
	5.40×10^8	130.54		5.40×10^8	139.06
	9.00×10^8	176.28		9.00×10^8	175.77

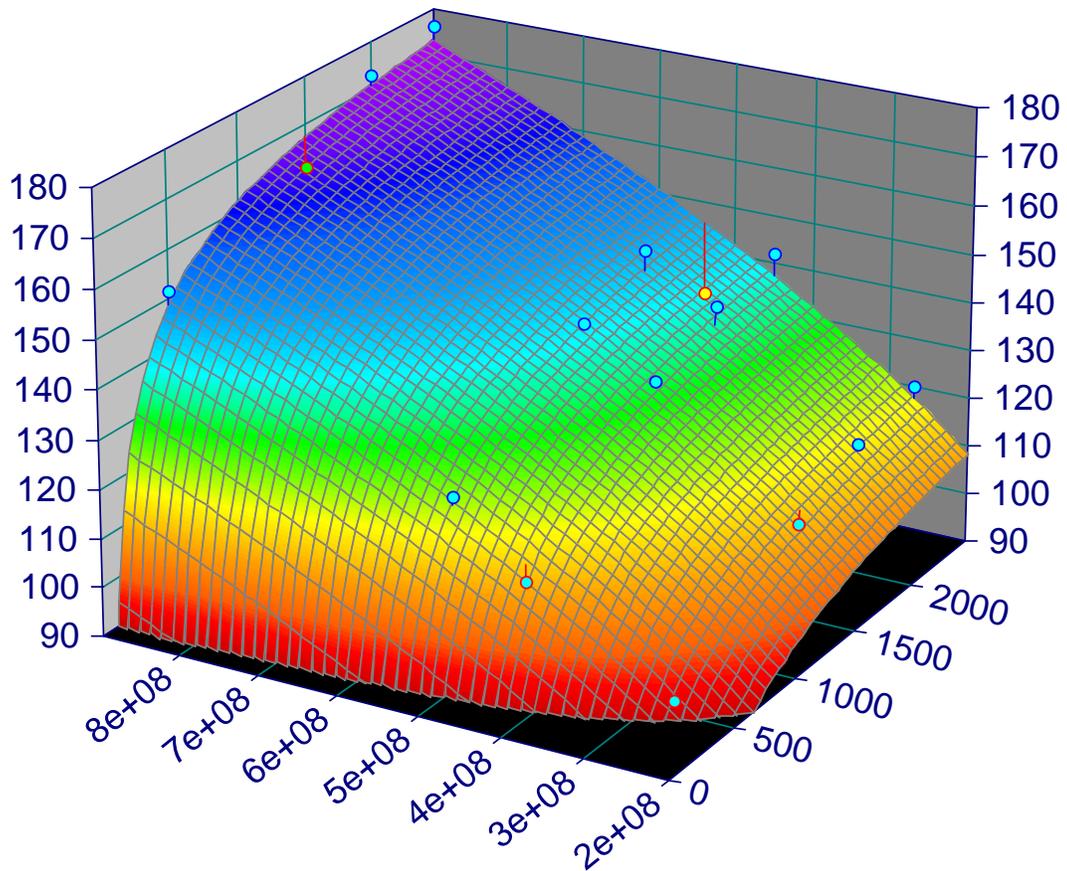
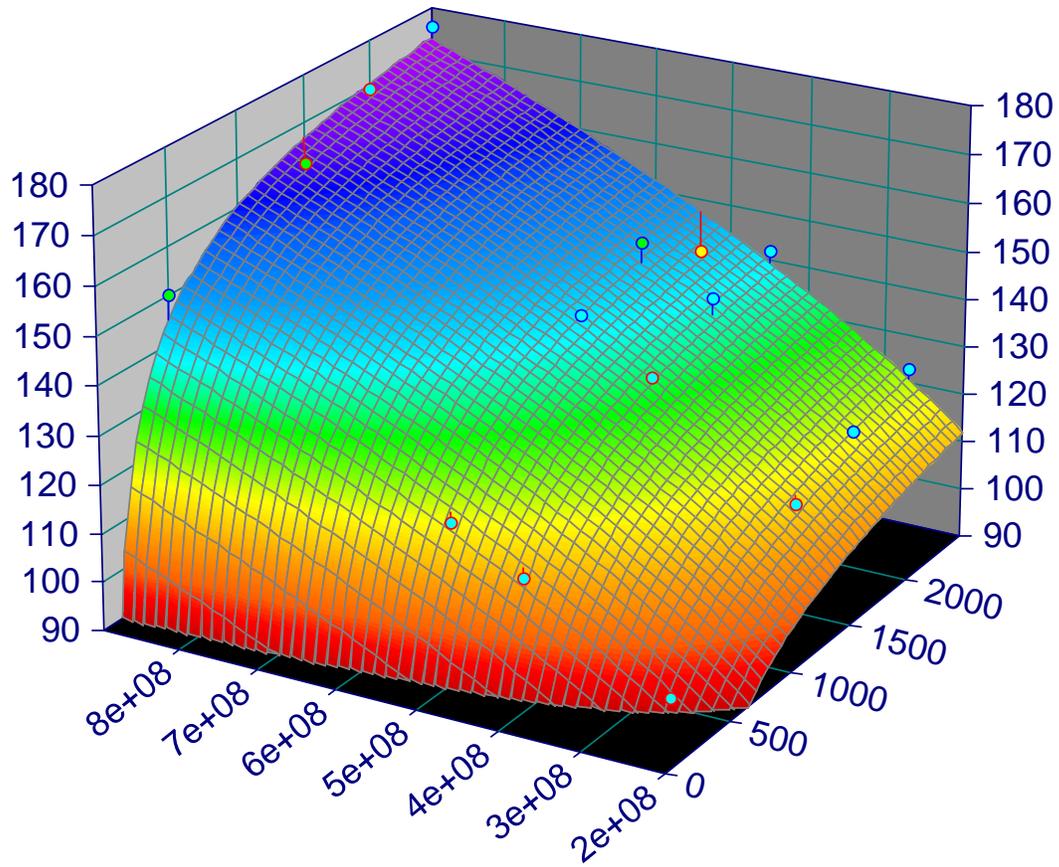


Figura 4.27 Presentación gráfica de los datos de la Tabla 4.4, correspondientes al número de Nusselt en la cavidad ventilada (Configuración 1).



Figura

4.28 Presentación gráfica de los datos de la Tabla 4.4, correspondientes al número de Nusselt en la cavidad ventilada (Configuración 2).

4.4. Cavity ventilada a escala real.

Se realizó un estudio paramétrico de una habitación ventilada aplicándose un flujo de calor a la pared derecha de 300 W/m^2 , el cual corresponde a un número de Rayleigh de 1.07×10^{12} . Asimismo el aire que entra a la habitación lo hace con una velocidad de 0.5 m/s , equivalente a un número de Reynolds de 3145.

4.4.1. Vectores de velocidad y campos de velocidad.

La Figura 4.29, muestra los vectores de velocidad para las tres configuraciones de entrada (Caso 1, Caso 2 y Caso 3) en tres diferentes planos: $x=0.6 \text{ m}$, $x=1.5 \text{ m}$ y $x=2.4 \text{ m}$. Los vectores de velocidad del Caso 1, muestran el aire que entra desde la parte superior derecha de la habitación. En el plano $x=0.6 \text{ m}$ se observa que el aire llega al fondo de la habitación y gira hacia la izquierda elevándose diagonalmente hacia la salida. En el plano central ($x=0.15 \text{ m}$), el aire entra llega al fondo y gira hacia la pared trasera y se mueve en dirección a la salida. Además en este corte aparece un pequeño vórtice en el lado inferior derecho el cual hace que una parte del aire se mueve hacia la salida y otra parte del aire se queda confinado en esa esquina de la habitación. Por último, en el plano $x=2.4 \text{ m}$ una gran porción del aire se mueve en dirección descendente, después circula en dirección de las manecillas del reloj para posteriormente salir de la habitación.

En las imágenes del Caso 2, se puede observar que la entrada del aire se encuentra en la parte inferior de la pared derecha. En todos los cortes se puede notar que el aire sigue un comportamiento complejo, ya que el aire se mueve en todas las direcciones desde el momento que entra a la habitación creándose múltiples vórtices. En el Caso 3, la entrada del aire se encuentra en la parte superior de la pared derecha, observándose en las imágenes, que el aire entra a la habitación e inmediatamente gira hacia abajo creándose dos vórtices que aparecen en los tres planos. Una porción del aire de entrada circula en dirección de las manecillas del reloj y la otra en contra.

Adicionalmente, en los planos $x=0.6$ m y $x=1.5$ m, el aire que se encuentra en la parte superior de la habitación se mueve en dirección ascendente y descendente, creando un movimiento complejo debido a la estratificación térmica localizada en esta altura.

En la Figura 4.30 se muestran las magnitudes de la velocidad dentro de la habitación. Para el Caso 1, se observa que el aire se acelera cuando entra a la habitación hasta una velocidad de 0.7 m/s, sin embargo la mayor parte de la habitación tiene velocidades de entre 0.1 y 0.18 m/s. En el Caso 2, la velocidad del aire tiene valores desde 0.05 a 0.1 m/s, con velocidades mayores cerca de la entrada del aire. Por otro lado, para el Caso 3, existen velocidades desde 0.2 a 0.5 m/s en la parte derecha de la habitación; mientras que en la parte izquierda se tienen velocidades de 0.05 y 0.1 m/s. Para todos los casos, la velocidad del aire en la salida es de alrededor de 0.3 m/s. Sin embargo debido a que la ISO 7730-2005 [48] acepta velocidades de hasta 0.5 m/s en el interior de habitaciones, se puede concluir que las velocidades cumplen con la norma para todos los casos.

4.4.2 Campos de temperatura.

La Figura 4.31 muestra los campos de temperatura para las tres posiciones de entrada del aire en tres planos: $x=0.6$ m, $x=1.5$ m y $x=2.4$ m. Para todos los casos, la temperatura menor es de 285 K y se localiza cerca de la entrada del aire. Para el Caso 2, se observa que un área grande de la habitación tiene temperaturas de entre 290 K y 292 K (17 °C a 19 °C), además de observarse estratificación térmica en la parte superior de la habitación. Para el Caso 2, las temperaturas son desde 287.5 K a 293 K (14.5 °C a 20 °C), en este caso se aprecia una estratificación térmica en la parte superior de la habitación. Finalmente para el Caso 3, se puede observar que el jet de aire frío entra diagonalmente a la habitación causando que la parte inferior de la habitación sea la parte más fría con temperaturas entre 292 K y 294 K (19 °C a 21 °C). También se forma una estratificación térmica en la parte superior de la habitación con temperaturas entre 295 K y 300 K (22°C a 27 °C).

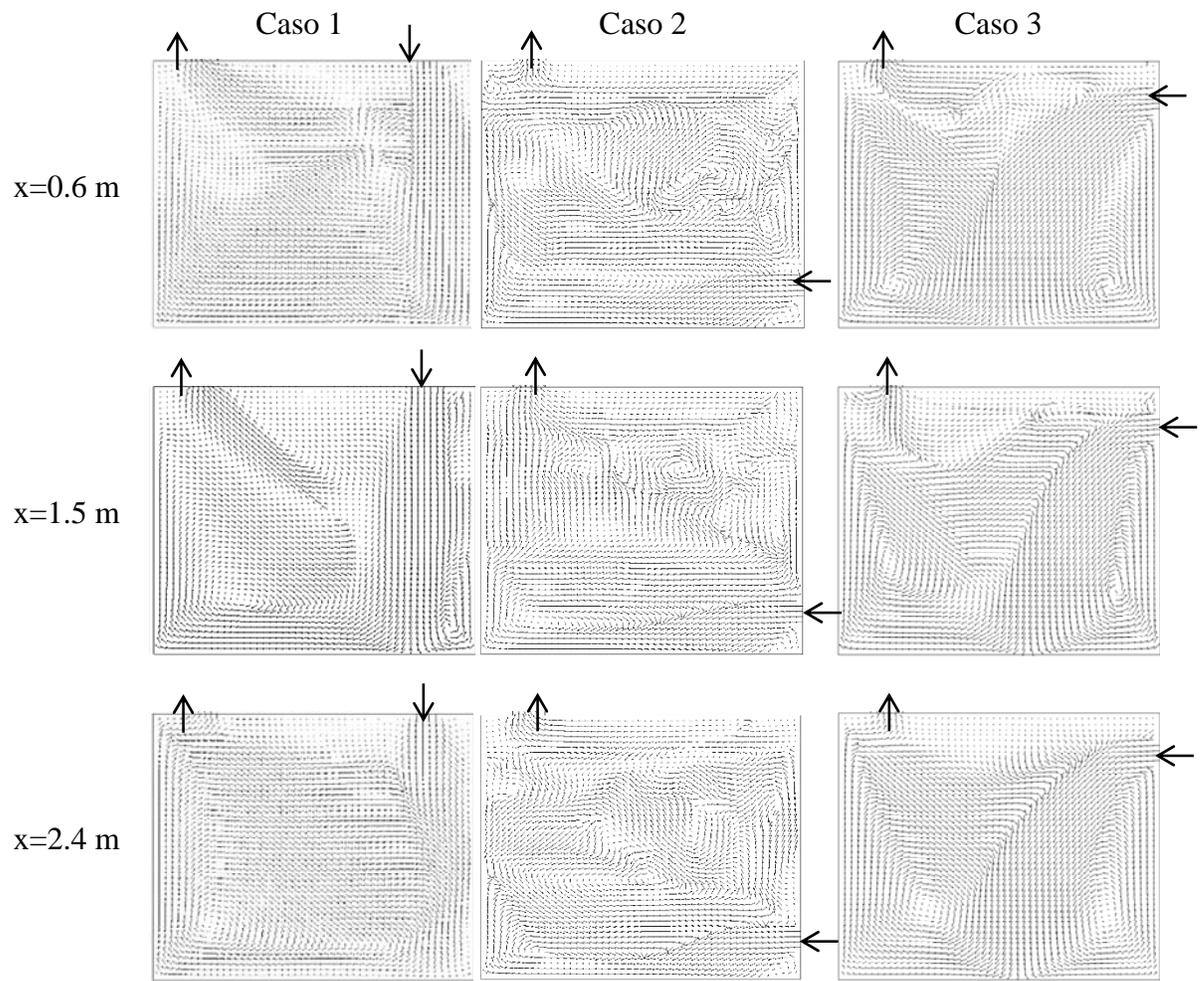


Figura 4.29 Vectores de velocidad.

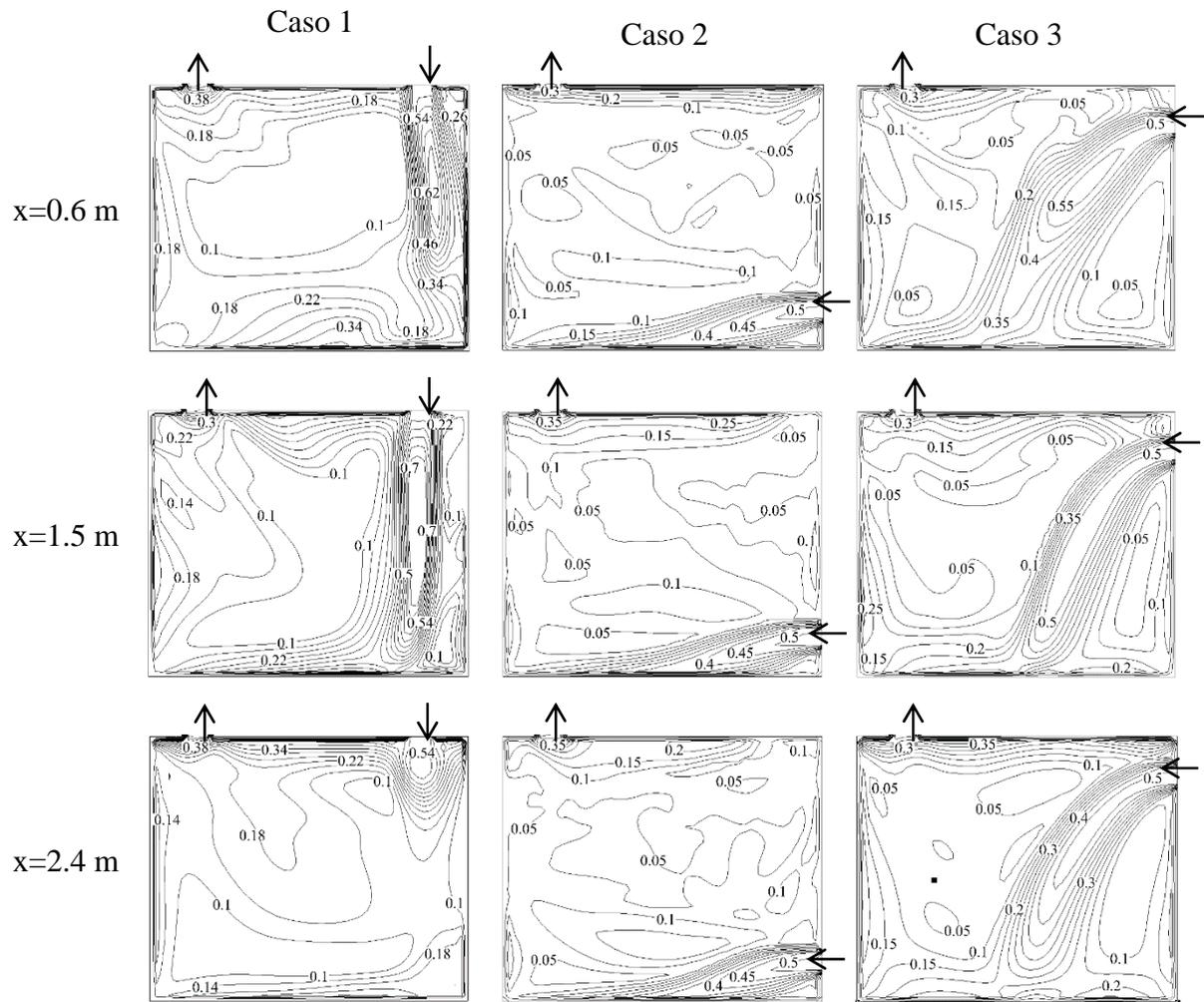


Figura 4.30 Contornos de magnitud de velocidad (m/s).

4.4.3 Análisis de la transferencia de calor.

La distribución de flujos de calor radiativos en la pared fría ($x=0$) se muestran en la Figura 4.32. En la Figura 4.32a se observa que para los tres casos los flujos radiativos tienen signo negativo, indicando que hay flujo de calor hacia la pared. Mientras que la magnitud máxima de los flujos de calor radiativos se encuentran en la parte central de la pared, y el valor máximo lo tiene la pared caliente del Caso 2 (-45 W/m^2). Las regiones que tienen el menor flujo radiativo se encuentran cerca de las esquinas inferiores para todos los casos. Las esquinas superiores de los casos 1 y 3 tienen flujos de calor radiativo de -20 W/m^2 , mientras que para el Caso 2 tienen valores desde -28.2 W/m^2 a -18.9 W/m^2 . Las esquinas inferiores del Caso 1 tienen los valores más bajos que van desde -15.0 W/m^2 a -7 W/m^2 .

En la Figura 4.32b se muestran los flujos de calor totales, éstos flujos se calculan considerando los flujos convectivos y radiativos. Para los tres casos se observan flujos de calor total positivos, los cuales se localizan en la parte inferior de la pared, sin embargo en la parte superior aparecen flujos negativos. Los flujos de calor totales positivos indican que el flujo de calor convectivo es positivo y mayor que el flujo de calor radiativo, por lo que la pared transfiere calor al fluido. Mientras que un flujo de calor total negativo puede significar que la transferencia de calor por convección es positivo pero menor que el flujo de calor radiativo o simplemente que el flujo de calor convectivo es negativo y por lo tanto que la pared isotérmica recibe calor del flujo y de las otras paredes.

En la Tabla 4.5, se presentan los números de Nusselt promediados (convectivos, radiativos y totales), así como los coeficientes convectivos promediados (\bar{h}) para las tres configuraciones estudiadas. Ésta tabla incluye los números de Nusselt con y sin la influencia radiativa ($\varepsilon=0.0$ and $\varepsilon=0.8$), con el objetivo de comparar la influencia del efecto radiativo.

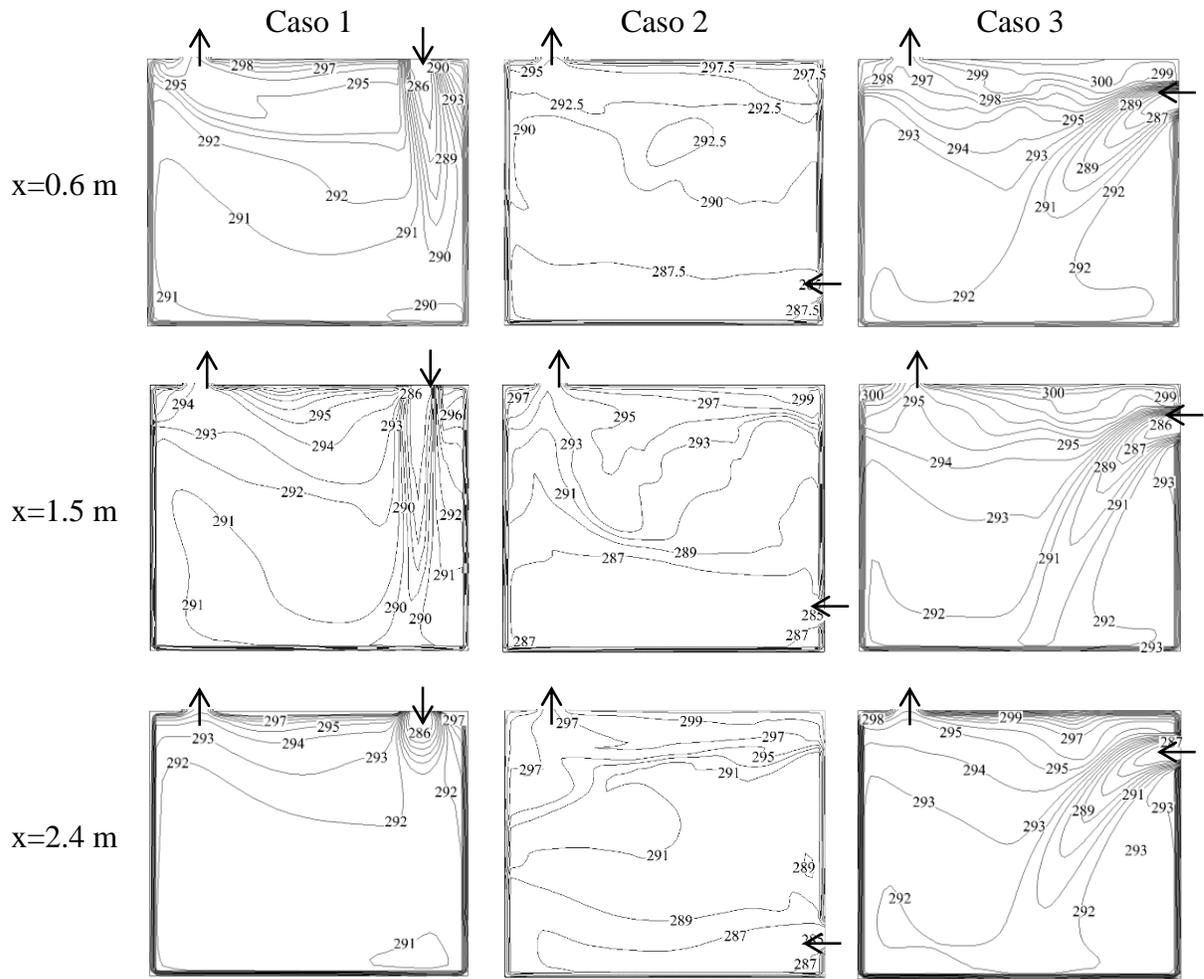


Figura 4.31 Campos de temperatura (K).

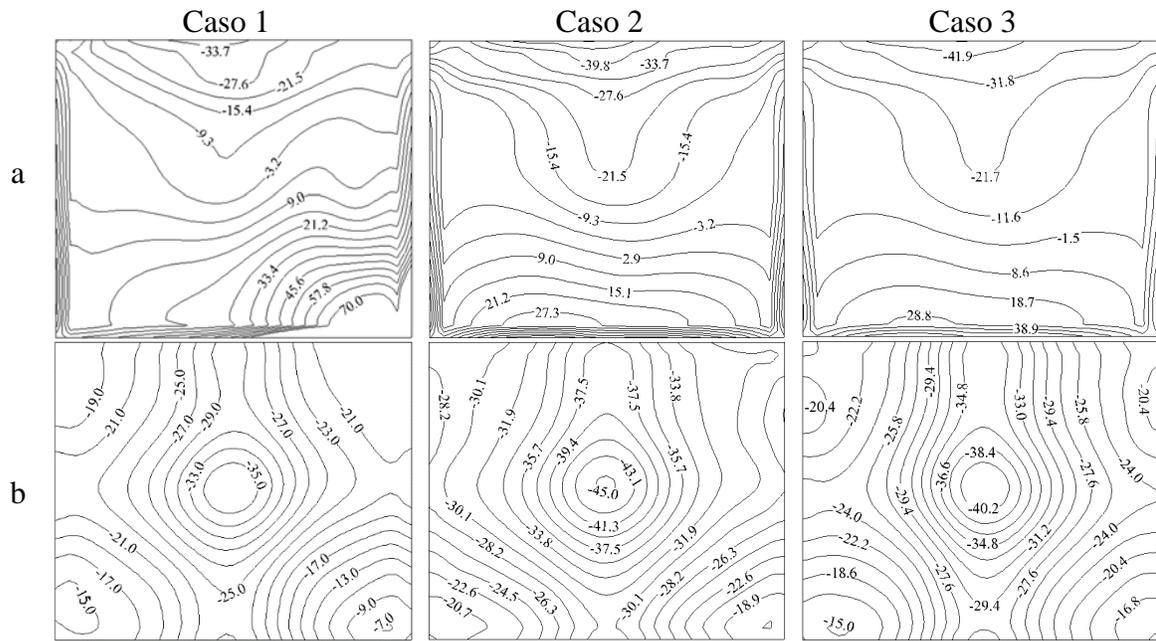


Figure 4.32 Transferencia de calor en la pared fría. ($x=0$)

a) Flujo total (W/m^2) y b) Flujo radiativo (W/m^2).

Tabla 4.5 Coeficientes de transferencia de calor.

	Caso	\bar{h} (W/m ² K)	\bar{Nu}_c	\bar{Nu}_r	\bar{Nu}_t
$\varepsilon=0.0$	1	3.80	146.22	-	146.22
	2	7.78	299.34	-	299.34
	3	-0.76	-29.13	-	-29.13
$\varepsilon=0.8$	1	3.49	134.28	-93.28	41.00
	2	7.73	297.13	-326.27	-29.13
	3	2.41	92.68	-110.57	-17.89

Las diferencias entre los \bar{Nu}_c son menores para el Caso 1 y el Caso 2 (8.89 y 0.74% respectivamente), pero para el Caso 3 es significativamente más alto (68.57%). Para el \bar{Nu}_t , la diferencia es considerablemente más alta: 927% para el Caso 2, 262.8% para el Caso 3 y 256.6% para el Caso 1. El signo negativo tiene el mismo significado que para los flujos de calor negativos; el número negativo indica que el calor se transfiere hacia la pared isotérmica. Por otro lado, puede ser observado que los coeficientes convectivos promedio (\bar{h}) y los valores absolutos de \bar{Nu}_c y \bar{Nu}_r son mayores para el Caso 2. La contribución de la transferencia de calor radiativa es mayor para el Caso 3 (54%), mientras que para el Caso 2 y el Caso 1 son de 52 % y 41 respectivamente.

Del análisis de la Figura 4.32 y los resultados de la Tabla 4.5, se puede establecer que los coeficientes convectivos (\bar{h}) no son suficientes para establecer una perspectiva completa sobre el fenómeno de la transferencia de calor, debido a que los flujos de calor por radiación son cuantitativamente relevantes y el fenómeno de la transferencia de calor por convección y radiación tienen direcciones opuestas. Por lo tanto los coeficientes convectivos deben ser complementados con un análisis detallado de la transferencia de calor radiativa y la transferencia de calor total en las paredes de una habitación ventilada.

4.4.4 Parámetros de confort.

En la Tabla 4.6 se muestran las temperaturas promedio y las temperaturas máximas además de la efectividad de la distribución de la temperatura. Se observa que para ambos valores de la emisividad $\varepsilon=0.0$ y 0.8 el Caso 3 tiene las temperaturas promedio (T_{prom}) y máximas (T_{max}) más altas, mientras que las T_{prom} más bajas son para el Caso 2. Cuando se comparan los tres casos las diferencias máximas entre las temperaturas promedio son de $3.35\text{ }^{\circ}\text{C}$ para $\varepsilon=0.0$ (Caso 3 y Caso 2) y de 2.8°C para $\varepsilon=0.8$ (Caso 3 and Caso 2). Por otro lado, cuando se considera la radiación térmica se observa un incremento notable en las temperaturas de hasta 20°C . El valor recomendado para la temporada de verano por el estándar de ASHRAE 55 [43] es de 26°C , por lo que todos los valores de la temperatura promedio se encuentran por debajo del valor de confort. Finalmente la efectividad de la distribución de la temperatura es mayor para el Caso 2, con valores de 3.01 para $\varepsilon=0.0$ y 2.17 para $\varepsilon=0.8$.

En la Tabla 4.7, se muestran las temperaturas locales en varias alturas de la habitación, las cuales son utilizadas para evaluar el confort al interior de una habitación refrigerada. De acuerdo a la ISO 7730 [48], para una persona sentada realizando actividad sedentaria (la cabeza en una altura de 1.10 m) la diferencia de temperatura vertical entre la cabeza y el tobillo (a una altura de 0.1 m) debe ser de hasta 3°C . Para este estudio a una línea central ($x=1.5\text{ m}$ y $z=1.5\text{ m}$), para $\varepsilon=0$ los Casos 1-3 tienen diferencias vertical de temperatura es de 1°C , $0.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $2.3\text{ }^{\circ}\text{C}$ respectivamente. Mientras que para $\varepsilon=0.8$ la diferencia vertical de temperaturas es menor a 1°C para todos los casos, concluyendo que las tres posiciones de entrada del aire son adecuadas para actividades sedentarias. Sin embargo, el ASHRAE 55 [43] también establece que los ocupantes se pueden sentir incomodidad térmica debido al contacto con la superficie inferior (piso de la habitación) que estén demasiado calientes o frías, dando un intervalo permisible de temperaturas del piso de la

Tabla 4.6 Temperaturas máximas, promedio y en la salida de la habitación.

	Caso	T_{\max} (°C)	T_{prom} (°C)	T_{salida} (°C)	$\bar{\epsilon}_T$
$\epsilon=0.0$	1	79.72	18.81	25.00	1.91
	2	76.7	16.19	24.60	3.01
	3	81.63	19.54	26.17	1.88
$\epsilon=0.8$	1	57.77	19.37	24.53	1.70
	2	58.05	17.82	24.63	2.17
	3	58.64	20.62	25.67	1.59

Tabla 4.7 Temperaturas locales (°C) al interior de la habitación
($x=1.5$ m y $z=1.5$ m).

ϵ	Posición	Altura (m)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
0.0	Piso	0.01	16.61	12.06	17.07
	Tobillo	0.1	16.86	12.04	17.22
	Cintura (sentado)	0.8	16.93	12.79	17.97
	Cabeza (sentado)	1.1	17.19	14.39	18.27
	/ Cintura (de pie)				
	Cabeza (de pie)	1.7	18.32	18.46	18.54
0.8	Piso	0.01	22.55	22.88	22.67
	Tobillo	0.1	17.53	13.45	19.49
	Cintura (sentado)	0.8	18.03	19.69	17.82
	Cabeza (sentado)	1.1	18.29	12.43	19.69
	/ Cintura (de pie)				
	Cabeza (de pie)	1.7	20.02	18.34	20.43

habitación de entre 19 y 29 °C. En este estudio, las temperaturas para $\epsilon=0.0$ son menores que las permitidas (12 a 17 °C), pero cuando se considera el intercambio radiativo ($\epsilon=0.8$), las temperaturas del piso se encuentran en el rango permitido (22.5 a 22.8 °C).

Considerando los resultados anteriores, el realizar cálculos y/o simulaciones sin considerar el efecto de la radiación térmica da como resultado la subestimación de los valores de la temperatura promedio (T_{prom}) y las temperaturas locales en el interior de la habitación, las cuales afectan las decisiones concernientes a la dimensionalización y operación de un sistema de aire acondicionado.

Por otro lado, de acuerdo al estándar ASHRAE 55 [43], las velocidades máximas que se pueden tener al interior de una edificación para tener condiciones de confort son velocidades de 0.25 m/s para la temporada de verano. Éste criterio es basado en estudios experimentales llevados a cabo en personas que fueron sometidas a un flujo de aire a 30 cm de la cara y de la parte de atrás del cuello; por lo tanto, en estas posiciones se tendrían que encontrar velocidades menores a 0.25 m/s. En la Tabla 4.7, se presentan velocidades de la habitación ventilada, observando que las velocidades cercanas a la cabeza, en las posiciones de sentado y de pie se satisface el estándar. Los valores de las velocidades se encuentran entre 0.047 m/s ($\varepsilon=0$, Caso 1) y 0.175 m/s ($\varepsilon=0$, Caso 3).

Tabla 4.8 Magnitudes de velocidades locales (m/s) al interior de la habitación
(x=1.5 m y z=1.5 m).

ε	Posición	Altura (m)	Caso 1	Caso 2	Caso 3
0.0	Piso	0.01	0.053	0.069	0.030
	Tobillo	0.1	0.202	0.389	0.117
	Cintura (sentado)	0.8	0.077	0.090	0.098
	Cabeza (sentado)	1.1	0.089	0.088	0.083
	/ Cintura (de pie)				
	Cabeza (de pie)	1.7	0.047	0.052	0.175
0.8	Piso	0.01	0.077	0.076	0.062
	Tobillo	0.1	0.313	0.352	0.313
	Cintura (sentado)	0.8	0.078	0.116	0.088
	Cabeza (sentado)	1.1	0.084	0.073	0.088
	/ Cintura (de pie)				
	Cabeza (de pie)	1.7	0.040	0.058	0.051

4.5 Cavity ventilada con transferencia de masa CO₂.

Se obtuvieron resultados numéricos para la cavity ventilada considerándose los parámetros de la Tabla 4.9. Se consideraron velocidades de entrada del aire de 0.05 y 0.5 m/s, las cuales son equivalentes a los números de Reynolds de 636 y 6364; mientras que el número de Rayleigh fue fijado en 3.72×10^7 .

Tabla 4.9 Casos considerados para el estudio paramétrico.

Caso	Descripción	Parámetros
1	Transferencia de calor dominada por convección natural.	$\varepsilon=0.0$ $Re=636 \approx 0$ $Ra=3.72 \times 10^7$
2	Convección forzada. ($T_h = T_c = 298K$)	$\varepsilon=0.0$ $Re=6364$ $Ra=0$
3	Convección mixta.	$\varepsilon=0.0$ $Re=6364$ $Ra=3.72 \times 10^7$
4	Convección natural con radiación térmica.	$\varepsilon=0.8$ $Re=636$ $Ra=3.72 \times 10^7$
5	Convección mixta con radiación térmica.	$\varepsilon=0.8$ $Re=6364$ $Ra=3.72 \times 10^7$

4.5.1. Transferencia de calor dominada por convección natural (Caso 1).

Para analizar la influencia de la convección natural en los patrones de flujo, temperatura y distribución de CO₂; se suprimieron los efectos de la radiación térmica ($\epsilon=0$) y la convección forzada se redujo considerándose un valor bajo número de Reynolds ($Re=636$). En la Figura 4.33, se muestran los resultados de la transferencia de calor dominada por convección natural.

Las líneas de corriente en la Figura 4.33a indican que el flujo del fluido ocurre en una dirección contraria a las manecillas del reloj, la pared caliente calienta el fluido y haciendo que el aire suba debido a las fuerzas de flotación para después descender cerca de la pared fría moviéndose hacia el humano, volviendo a subir hasta salir de la habitación. En la esquina superior derecha se observa un vórtice en dirección de las manecillas del reloj, sin embargo, en la parte derecha del humano se puede notar un vórtice que se mueve en dirección a las manecillas del reloj. El campo de temperatura puede ser observado en la Figura 4.33b pudiéndose observar la predominancia de bajas temperaturas en la parte izquierda de la habitación (≈ 28 °C) y temperaturas altas (entre 30-33 °C) en la parte derecha de la habitación. La temperatura promedio de la habitación fue de 31.4 °C.

En la Figura 4.33c se observa la distribución de CO₂ dentro de la habitación, la cual es aproximadamente de 1.0% excepto en la parte cercana a la salida del CO₂ (humano) donde es de 2.4% y cerca de la salida del aire la cual es de entre 0.0-0.5%. El porcentaje en volumen de CO₂ dentro de la habitación es de 0.57%.

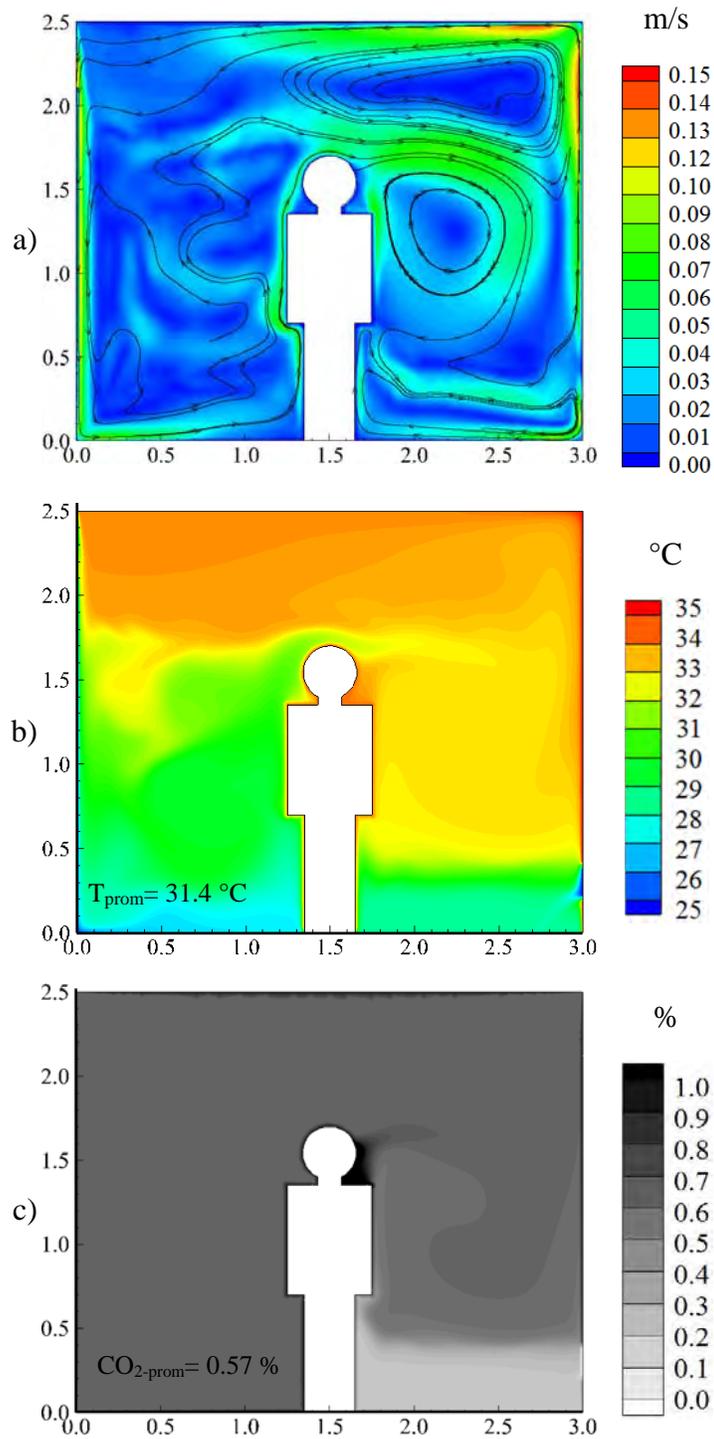


Figura 4.33 Transferencia de calor dominada por la convección natural:

a) Patrón de flujo, b) Campo de temperatura y c) Distribución de CO₂ (% volumen).

4.5.2. Convección forzada (Caso 2).

Se realizó un caso para estudiar el efecto de la convección forzada suprimiendo el efecto de la convección natural considerándose una temperatura de 25°C (298 K) para el aire de salida y las paredes isotérmicas, además la emisividad de las paredes fue de cero para evitar el intercambio radiativo. Los resultados se presentan en la Figura 4.34.

En la Figura 4.34a, se observan dos vórtices grandes en cada lado de la habitación, la dirección de los vórtices está influenciada por el aire entrante: el vórtice en la parte derecha tiene una dirección en el sentido de las manecillas del reloj, mientras que el vórtice que se encuentra en la parte izquierda se mueve en dirección contrario a las manecillas del reloj. Por otro lado, también se observa un movimiento de fluido alrededor del humano y posteriormente subiendo hacia la salida de la habitación. El campo de temperatura se observa en la Figura 4.34b, donde se puede notar que los valores de la temperatura en la parte derecha de la habitación se encuentran fuertemente influenciados por el jet de aire entrante a 25°C (298 K), mientras que los valores de la temperatura en la parte izquierda están influenciados por la temperatura del humano (307 K) alcanzándose valores de 28°C, sin embargo la temperatura media de la habitación es de 25.9°C.

La distribución de la concentración de CO₂ se encuentra en la Figura 4.34c, donde la mayor parte de la habitación se mantiene con concentraciones de 0.0% de CO₂ excepto en la salida del CO₂; el porcentaje promedio de CO₂ en la habitación es de 0.009%.

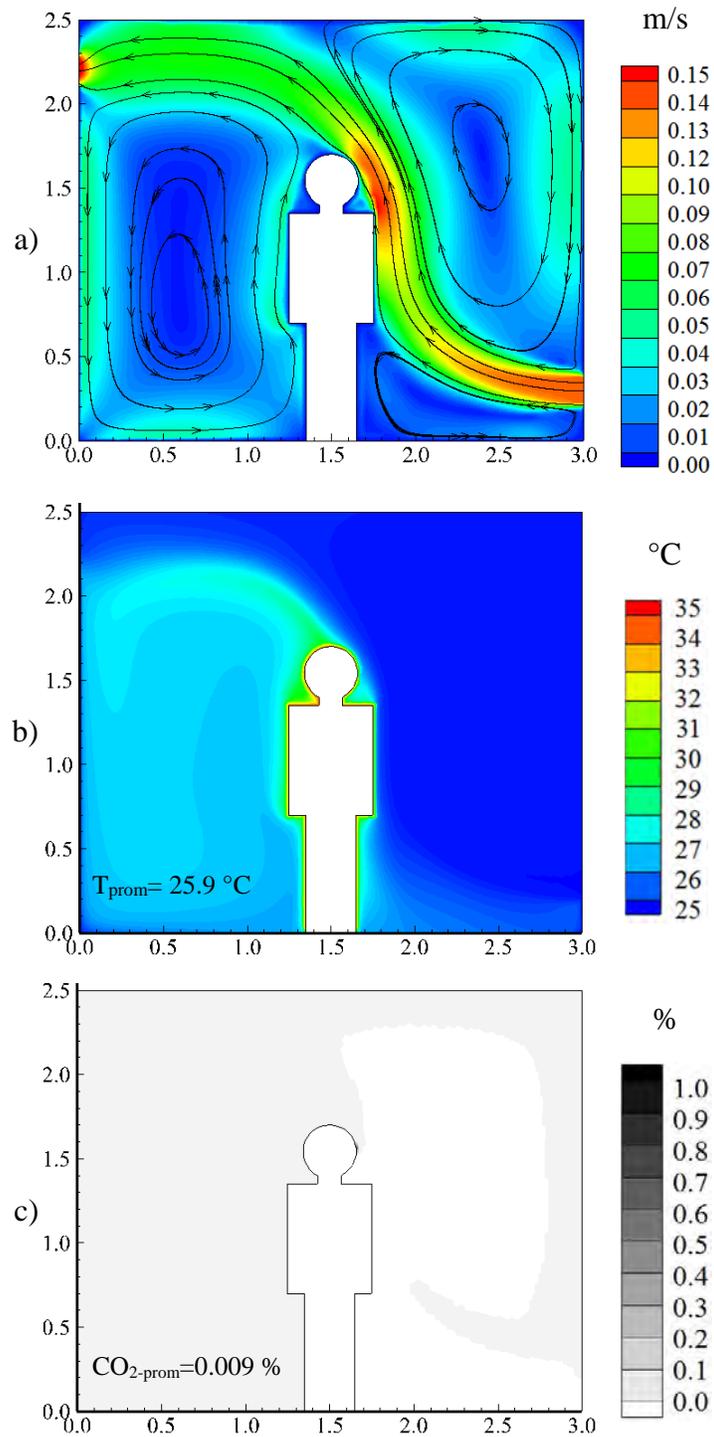


Figura 4.34 Transferencia de calor por convección forzada:

a) Patrón de flujo, b) Campo de temperatura y c) Distribución de CO₂ (% volumen).

4.5.3. Convección mixta (Caso 3).

En la Figura 4.35, se presentan los resultados para unas condiciones cuando la transferencia de calor se realiza por convección natural y forzada. En la Figura 4.35a se puede observar en la parte derecha de la habitación un vórtice grande en la parte izquierda y tres vórtices medianos. La dirección de los vórtices es influenciada por el aire de entrada excepto en la parte superior derecha el cual es influenciado por la pared caliente y circula en dirección contraria a las manecillas del reloj. Para el Caso 2 donde se tiene únicamente convección forzada, el movimiento del aire (Figura 4.35a) se ve solamente influenciado por el aire entrante, mientras que en el Caso 3 la influencia de la convección natural distorsiona la forma de los vórtices formados. En la Figura 4.35b, se observan los campos de distribución de la temperatura y puede notarse que existe un área de baja temperatura la cual es influenciada directamente por el aire que entra a la habitación. Existen áreas con temperaturas ligeramente mayores, las cuales se localizan en la parte de la esquina superior derecha, y en la proximidad del cuerpo del humano. No se puede observar estratificación térmica para este caso, sólo una pequeña influencia de la convección natural en la parte superior derecha de la habitación cerca a la pared caliente. La temperatura promedio de la habitación para el Caso 3 es de 26.8°C.

En la Figura 4.35c se tiene la distribución de la concentración de CO₂ (%) en donde la mayor parte de la habitación tiene 0.0% de CO₂, el porcentaje promedio de CO₂ en la habitación es de 0.01%.

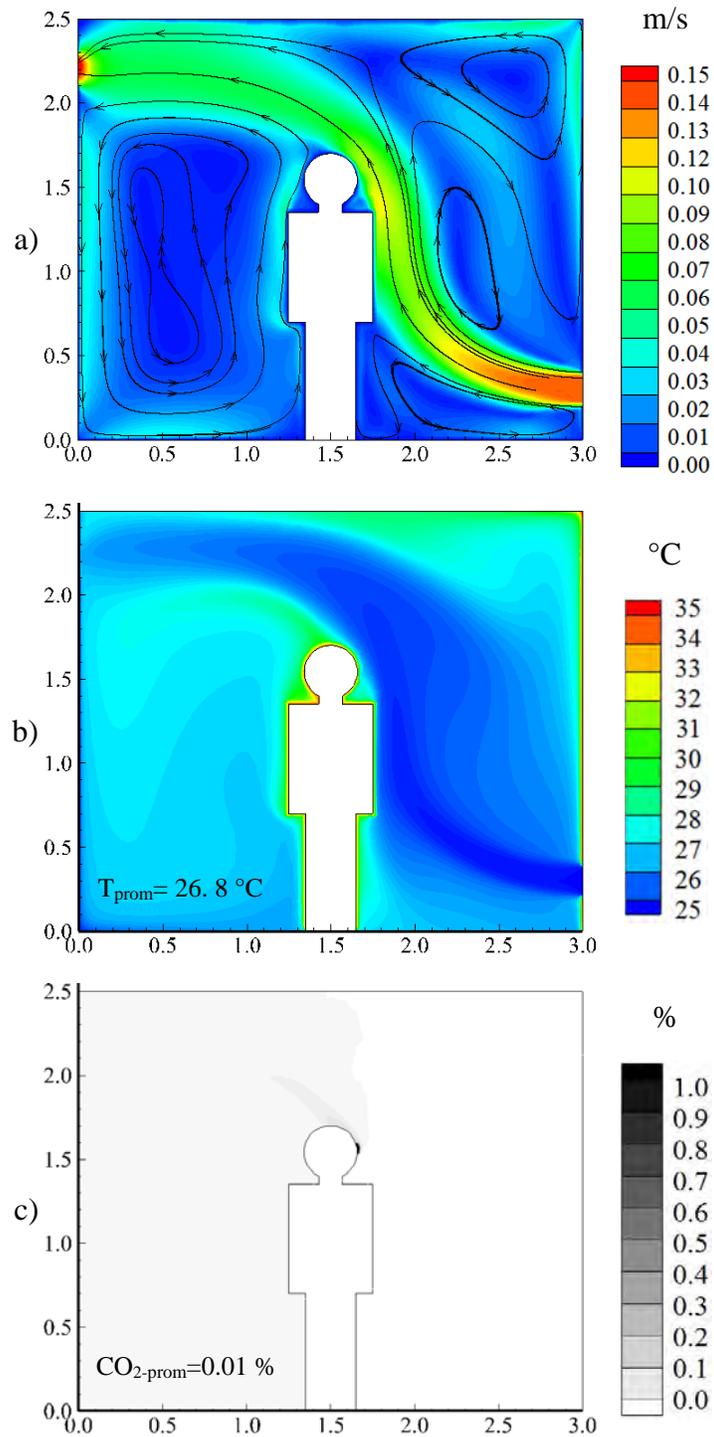


Figura 4.35 Convección natural y forzada:

a) Patrón de flujo, b) Campo de temperatura y c) Distribución de CO₂ (% volumen).

4.5.4. Convección natural y radiación térmica (Caso 4).

En la Figura 4.36 se muestran los resultados para la habitación con convección natural y radiación. En la Figura 4.36a se observa que el patrón de flujo es similar al observado para el Caso 1, sin embargo para el Caso 4 se observa un vórtice mayor localizado en la parte superior de la habitación. En la Figura 4.36b también se tiene un comportamiento similar al del Caso 1 (casi pura convección natural), los valores menores de la temperatura se localizan en la parte inferior izquierda de la habitación y las temperaturas mayores se observan en la cercanía de la pared caliente así como cerca del humano. Sin embargo la radiación térmica causa que las temperaturas en la habitación sean menores que para el Caso 1. Además, la temperatura promedio es de 31.4°C para el Caso 1, mientras que para el Caso 4 es de 31.0°C.

En el campo de concentraciones de CO₂ (Figura 4.36c) se observa que la distribución del CO₂ es casi homogénea. Sólo alrededor de la salida del CO₂ (humano) es donde existen concentraciones mayores. Las concentraciones menores se encuentran cerca a la salida del aire, mientras que la concentración promedio de CO₂ en la habitación es de 0.80%.

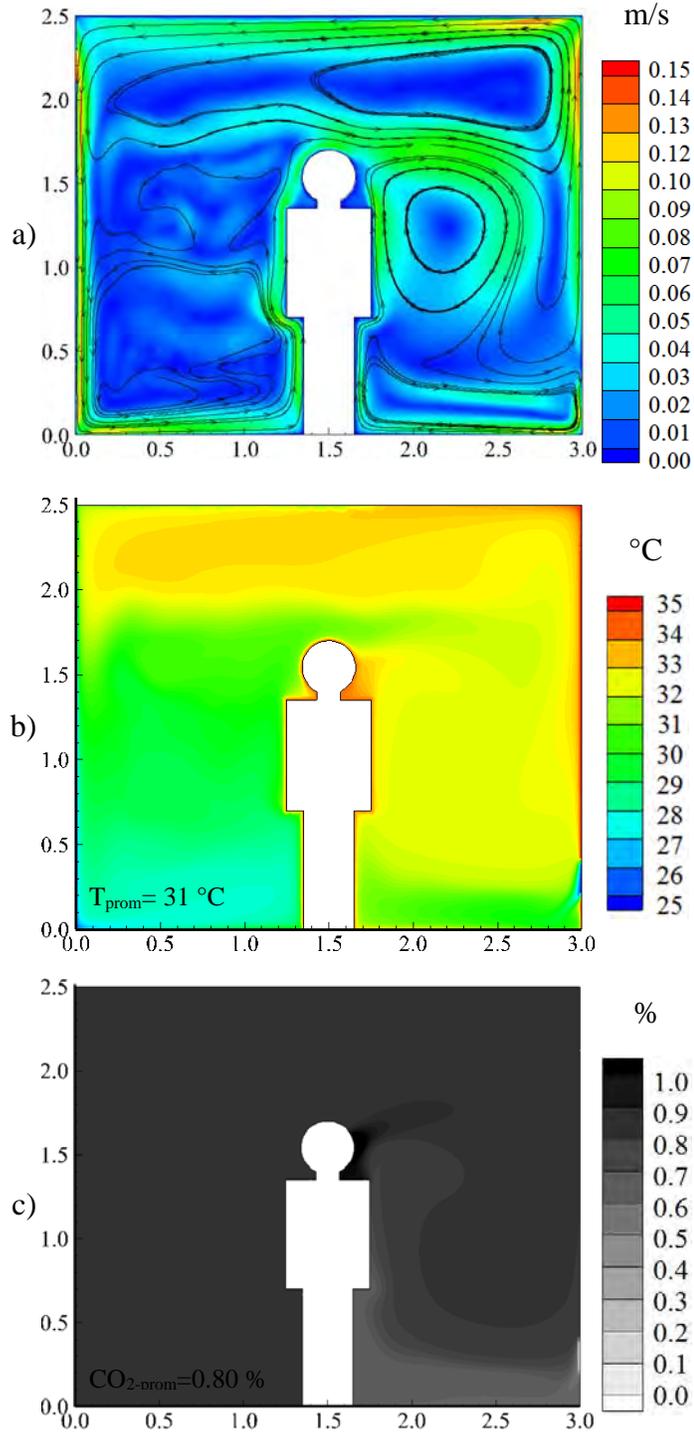


Figura 4.36 Convección natural con radiación térmica.

a) Patrón de flujo, b) Campo de temperatura y c) Distribución de CO₂ (% volumen).

4.5.5. Convección mixta con radiación térmica (Caso 5).

En la Figura 4.37 se muestran los resultados para la convección natural y forzada con radiación térmica. En la Figura 4.37a para las líneas de corriente se observa que aparecen tres vórtices en la parte derecha de la habitación, dos de ellos circulan en dirección de las manecillas del reloj debido a la dirección del aire que entra, sin embargo el vórtice que se encuentra en la esquina superior derecha se mueve en dirección opuesta debido a la fuerza de flotación causada por la cercanía con la pared caliente. Los patrones de flujo en los casos cuando se considera la convección forzada (Casos 2, 3 y 5) son comparables a éste debido a que el movimiento del aire se ve dominado por la fuerza con que entra el aire a la habitación. En los campos de temperatura (Figura 4.37b) se observa un comportamiento similar a el caso considerando convección natural y forzada (Caso 3), sin embargo, con la incorporación del efecto radiativo, se causa un ligero incremento en las temperaturas ($0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$) pero el comportamiento es similar.

En la Figura 4.37c se muestra la concentración de CO_2 (% volumen) donde para este caso la mayor parte de la habitación tiene una concentración de 0.0% de CO_2 excepto cerca de la salida del CO_2 (humano). Mientras que el porcentaje promedio de CO_2 en la habitación es de 0.01%. Éste comportamiento se observa para todos los casos que incluyen la convección forzada (Casos 2, 3 y 5).

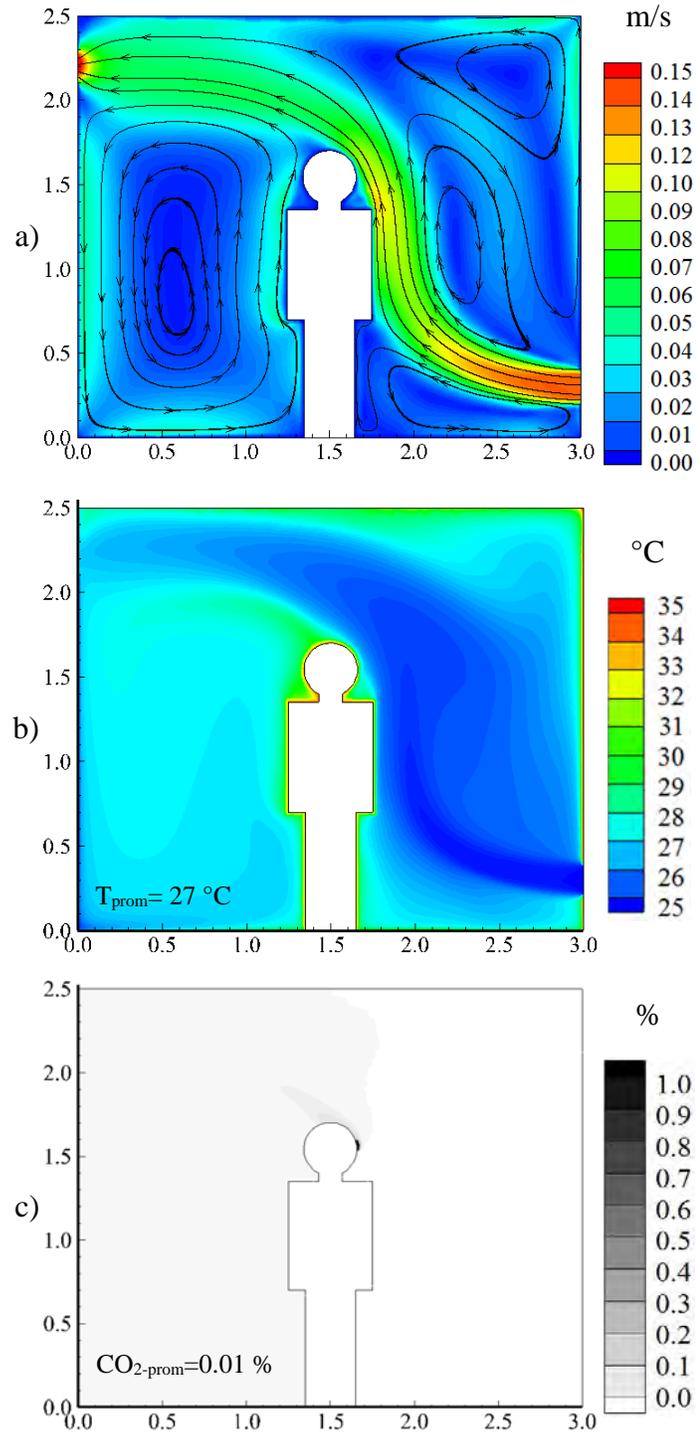


Figura 4.37 Convección natural y forzada con radiación térmica:

a) Patrón de flujo, b) Campo de temperatura y c) Distribución de CO₂ (% volumen).

4.5.6. Análisis de la transferencia de calor.

En la Tabla 4.10, se presentan los números de Nusselt promedio de la pared isotérmica (convectivos, radiativos y totales). Se observa que los números de Nusselt disminuyen conforme el número de Reynolds aumenta. Además los números de Nusselt mayores se tienen cuando se considera la convección natural sin la convección forzada. Cuando hay radiación térmica (Casos 4 y 5) se puede observar que la contribución de la transferencia de calor radiativa menor es para el Caso 4 (57%) y la mayor contribución sucede para el Caso 5 (73%). Sin embargo, existe un incremento del 137% del número de Nusselt total (\overline{Nu}) entre el Caso 1 (casi pura convección natural) y el Caso 4 (casi pura convección natural y radiación térmica). Mientras que los números de Nusselt se incrementan en un 333% cuando se comparan los casos 3 y 5.

Tabla 4.10 Números de Nusselt promedio.

Caso	\overline{Nu}_c	\overline{Nu}_r	\overline{Nu}_t
1	149.19	-----	149.19
2	43.97	-----	43.97
3	55.32	-----	55.32
4	150.77	196.39	347.16
5	64.73	175.04	239.77

CAPÍTULO 5

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Cavidad ventilada a escala.

1. Las fluctuaciones en el comportamiento de las temperaturas medidas se deben a varios factores; sin embargo la altura a la que se encuentre el sensor hace que las fluctuaciones sean mayores, existe menor fluctuación en las mediciones del perfil en $y=0.25$ m que para un perfil que se encuentra en una altura de $y=0.90$ m.
2. El efecto del aumento del número de Rayleigh, afecta significativamente en el valor de la temperatura sobre la pared caliente pero con menor importancia sobre el valor de la temperatura en el centro de la cavidad y el extremo cercano a la pared isotérmica.
3. El efecto del aumento del número de Reynolds hace que el valor de la temperatura disminuya.
4. Se considera que las diferencias de temperatura sobre la elección de una configuración de entradas como la de la Configuración 1 contra la Configuración 2 son despreciables.
5. La variación del número de Rayleigh incrementa aproximadamente 1% las diferencias porcentuales entre los valores numéricos y experimentales. Teniéndose para $Ra=2.7 \times 10^8$ diferencias de hasta 2.0% y para $Ra=4.5 \times 10^8$, diferencias máximas de hasta 3.0%.
6. La variación del número de Rayleigh, incrementa aproximadamente 1% las diferencias porcentuales entre los valores numéricos y experimentales. Teniéndose para $Ra=2.7 \times 10^8$ diferencias máximas de hasta 3.2% y para $Ra=4.5 \times 10^8$, diferencias de hasta 4.0%.
7. El coeficiente de transferencia de calor aumenta conforme aumenta el flujo de calor aplicado a la pared caliente y también tiene un aumento cuando se aumenta la velocidad con que entra el aire a la cavidad. Sin embargo, no se observa una tendencia de aumento o disminución al comparar y números de Nusselt entre las dos

configuraciones estudiadas. Para los valores con velocidad de entrada baja, se tienen diferencias porcentuales de 9.2 hasta 15.25%, mientras que para los valores de los casos con velocidades de entrada altas, se tienen diferencias de 0.3 hasta 3.9 %.

5.2 Cavidad escala real.

Se estudió la transferencia de calor en una habitación refrigerada con tres configuraciones de entrada. Y se concluye lo siguiente:

1. Se encontró que los coeficientes convectivos promedio (h) no son suficientes para proveer de una perspectiva completa del fenómeno de la transferencia de calor, debido a que los flujos de calor por radiación térmica representan aproximadamente el 50% del total, además de que la transferencia de calor convectiva y radiativa puede tener direcciones opuestas.
2. La contribución de la transferencia de calor radiativa es mayor para el Caso 3 (54%), mientras que para los Casos 2 y 1 es de 52% y 41%, respectivamente.
3. Las diferencias porcentuales entre los números de Nusselt promedio con $\varepsilon=0.0$ y 0.8, para los casos 1 y 2, son pequeños de 8.89% y 0.74%, respectivamente. Sin embargo para el caso 3, es significativamente mayor (68.57%).
4. La radiación térmica hace que la temperatura promedio en la habitación sea más alta entre 0.5 °C a 1.6 °C, sin embargo la temperatura máxima tiene un aumento mayor de alrededor de 20 °C.
5. Los resultados obtenidos sin la consideración de la radiación térmica provee valores subestimados para la temperatura promedio y de las temperaturas locales en el interior de la habitación, lo cual afecta las decisiones concernientes al dimensionamiento y el uso de sistemas de aire acondicionado.
6. Las tres posiciones de aire consideradas en este estudio proveen de valores de velocidad que satisfacen el requerimiento del estándar de ASHRAE 55 [43] para ambas posiciones (sentado y de pie), debido a que los valores se encuentran entre 0.047 m/s ($\varepsilon=0.0$ y Caso 1) y 0.175 m/s ($\varepsilon=0.0$ y Caso 3).

5.3 Cavidad con transferencia de masa.

Se estudió la transferencia de calor por convección y radiación térmica en una habitación ventilada con generación de CO₂ por un ser humano concluyéndose lo siguiente:

1. El patrón de flujo está fuertemente influenciado por la convección forzada, mientras que la radiación térmica solamente varía ligeramente el patrón de flujo.
2. El patrón de temperatura es influenciado por la consideración de la convección forzada, sin embargo, cerca de la pared caliente siempre es notable la influencia de la convección natural. Además la ventilación natural reduce las temperaturas promedio en la habitación entre 4°C y 5.5°C, mientras que la radiación térmica incrementa la temperatura promedio entre 0.2 °C y 0.4 °C.
3. La concentración de CO₂ es influenciada fuertemente por la inclusión de la convección forzada, causándose una disminución del 98% en el porcentaje del CO₂ en la habitación.
4. Los coeficientes convectivos promedio así como números de Nusselt mayores se observan cuando se considera a la convección natural sin convección forzada. Además la inclusión de la radiación térmica causa un incremento del Nu_t del 137% (cuando se considera sólo convección natural) y un 333% (cuando se considera la convección natural y forzada).

5.4 Recomendaciones.

Con la finalidad de complementar los resultados obtenidos en el presente trabajo, se recomienda lo siguiente:

- Extender el trabajo experimental a otras configuraciones de entrada y salida del aire para ampliar la escasa información experimental disponible en la literatura de cavidades ventiladas.

- Incluir en el estudio experimental la presencia de una fuente discreta de calor en una cavidad ventilada.
- Considerar la conducción de calor en las paredes de la cavidad.
- Realizar un estudio numérico y experimental transitorio de la transferencia de calor.
- Realizar un estudio experimental para analizar el efecto de contaminantes en la cavidad ventilada.

6. BIBLIOGRAFÍA

- [1] R. C. Oleg Dzioubinski, «Trends in consumption and production: Household energy consumption,» *DESA Discussion Paper No. 6*, 1999.
- [2] P. R. Reisinger A., «Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change.,» IPCC, Geneva, Switzerland, 2007.
- [3] H. Awbi, *Ventilation of buildings*, E. & FN Spon, 2003.
- [4] M. M., «Calidad Ambiental en la Edificación,» *Manuales ambientales CARO*, 2005.
- [5] E. Yu y Y. Joshi, «A numerical study of three-dimensional laminar natural convection in a vented enclosure.,» *International journal of heat and fluid flow*, vol. 18, p. 600.612, 1997.
- [6] A. Raji y M. Hasnaoui, «Mixed convection heat transfer in a rectangular cavity ventilated and heated from the side.,» *Numerical heat transfer part A.*, vol. 33, p. 533.548, 1998.
- [7] J. Costa, L. Oliveira y D. Blay, «Test of several versions for the k- ϵ type turbulence modelling of internal mixed convection flows.,» *International journal of heat and mass transfer*, vol. 42, pp. 4391-4409, 1999.
- [8] J. Costa, L. Oliveira y D. Blay, «Turbulent airflow in a room with a two-jet heating ventilation system -a numerical parametric study,» *Energy and buildings*, vol. 32, pp. 327-343, 2000.
- [9] K. Papakonstantinou, C. Kiranoudis y N. Markatos, «Numerical simulation of airflow field in single-sided ventilated buildings.,» *Energy and buildings.*, vol. 33,

pp. 41-48, 2000.

- [10] S. Sinha, R. Arora y R. Subhransu, «Numerical simulation of two-dimensional room air flow with and without buoyancy.,» *Energy and buildings.*, vol. 32, pp. 121-129, 2000.
- [11] A. Raji y M. Hasnaoui, «Mixed convection heat transfer in ventilated cavities with opposing and assisting flows.,» *Engineering computations*, vol. 17, pp. 556-572, 2000.
- [12] A. Raji y M. Hasnaoui, «Combined mixed convection and radiation in ventilated cavities.,» *Engineering computations.*, vol. 18, n° 7, pp. 922-949, 2001.
- [13] Q. Deng y G. Tang, «Numerical visualization of mass and heat transport for mixed convective heat transfer by streamline and heatline.,» *International journal of heat and mass transfer.*, vol. 45, pp. 2387-2396, 2002.
- [14] Q. Deng y G. Tang, «Numerical visualization of mass and heat transport for conjugate natural convection/heat conduction by streamline and heatline.,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, n° 11, p. 2373–2385, 2002.
- [15] C. Allocca, Q. Chen y L. Glicksman, «Design analysis of single-sided natural ventilation.,» *Energy and buildings.*, vol. 35, pp. 785-795, 2003.
- [16] J. Posner, «Measurement and prediction of indoor air flow in a model room.,» *Energy and buildings*, vol. 35, pp. 515-526, 2003.
- [17] S. Singh y M. Sharif, «Mixed convective cooling of a rectangular cavity with inlet and exit openings on differentially heated side walls.,» *Numerical heat transfer part A*, vol. 44, pp. 233-253, 2003.

- [18] N. Moraga y S. Lopez, «Numerical simulation of three-dimensional mixed convection in an air-cooled cavity,» *Numerical heat transfer part A*, vol. 45, pp. 811-824, 2004.
- [19] P. Bouzinaoui, F. Vallette, J. Lemoine, R. Fontaine y D. R., «Experimental study of thermal stratification in ventilated confined spaces,» *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 48, pp. 4121-4131, 2004.
- [20] S. Saha, G. Saha, M. Ali y M. Islam, «Combined free and forced convection inside a two-dimensional multiple ventilated rectangular enclosure.,» *ARPJ Journal of engineering and applied sciences.*, vol. 1, pp. 23-35, 2006.
- [21] T. Radhakrishnan, A. Verma, C. Balaji y S. Venkateshan, «An experimental and numerical investigation of mixed convection from a heat generating element in a ventilated cavity,» *Experimental thermal and fluid science*, vol. 32, pp. 502-520, 2007.
- [22] M. Rahman, M. Alim, M. Mamun, M. Chowdhury y A. Islam, «Numerical study of opposing mixed convection in a vented enclosure,» *ARPJ Journal of engineering and applied sciences*, vol. 2, pp. 25-36, 2007.
- [23] E. Bilgen y A. Muftouglu, «Cooling strategy by mixed convection of a discrete heater at its optimum position in a square cavity with ventilation ports.,» *International communications in heat and mass transfer.*, vol. 35, pp. 545-550, 2008.
- [24] R. Daghigh, N. Adam, B. Sahari, K. Sopian y M. Alghoul, «Influences of air exchange effectiveness and its rate on thermal comfort: Naturally ventilated office,» *Journal of building physics*, vol. 32, pp. 1744-2591, 2008.
- [25] S. El-Algouz, «Numerical study of natural convection dominated heat transfer in a ventilated cavity: Case of forced flow playing simultaneous assisting and opposing

- roles.,» *International journal of heat and fluid flow.*, vol. 29, pp. 1174-1181, 2008.
- [26] A. Raji, M. Hasnaoui y A. Bahlaoui, «Numerical study of natural convection dominated heat transfer in a ventilated cavity case of force flow playing simultaneous assisting and opposing roles,» *International journal of heat and fluid flow*, vol. 29, pp. 1174-1181, 2008.
- [27] S. Saha, A. Mamun, Z. Hossain y S. Islam, «Mixed convection in an enclosure with different inlet and exit configurations,» *Journal of applied fluid mechanics*, vol. 1, pp. 78-93, 2008.
- [28] T. Catalina, J. Virgone y F. Kuznik, «Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling,» *Building and environment*, vol. 44, pp. 1740-1750, 2009.
- [29] A. Lariani, H. Nesredinne y N. Galanis, «Numerical and experimental study of 3D turbulent airflow in a full scale heated ventilated room,» *Engineering applications of computational fluid mechanics*, vol. 3, pp. 1-14, 2009.
- [30] J. Xamán, J. Tun, G. Álvarez, Y. Chavez y F. Noh, «Optimum ventilation based on the overall ventilation effectiveness for temperature distribution in ventilated cavities,» *International Journal of thermal sciences*, vol. 48, pp. 1574-1585, 2009.
- [31] Y. Wei y Z. Guo-qiang, «Potential model for single-sided naturally ventilated buildings in China,» *Solar energy*, vol. 84, pp. 1595-1600, 2010.
- [32] P. Karava, T. Stathopoulos y A. Athienitis, «Airflow assessment in cross-ventilated buildings with operable facade elements,» *Building and environment*, vol. 46, pp. 266-279, 2011.
- [33] Q. Deng, J. Zhou, C. Mei y Y. Shen, «Fluid, heat and contaminant transport structures of laminar double diffusive mixed convection in a two-dimensional

- ventilated enclosure.,» *International journal of heat and mass transfer.*, vol. 47, pp. 5257-5269, 2004.
- [34] Z. Tian, J. Tu y G. Y. R. Yeoh, «On the numerical study of contaminant particle concentration in indoor airflow,» *Building and environment*, vol. 41, n° 11, pp. 1503-1514, 2006.
- [35] H. Brohus, «Personal exposure to contaminant sources in ventilated rooms.,» Aalborg University, Denmark, 1997.
- [36] M. Soria, A. Oliva, M. Costa y C. Pérez-Segarra, «Effect of contaminant properties and temperature gradients on the efficiency of transient gaseous contaminant removal from an enclosure: a numerical study,» *International journal of heat and mass transfer*, vol. 41, n° 22, pp. 3589-3609, 1998.
- [37] S. Hyun y C. Kleinstreuer, «Numerical simulation of mixed convection heat and mass transfer in a human inhalation test chamber,» *International journal of heat and mass transfer*, vol. 44, pp. 2247-2260, 2001.
- [38] K. Ito, S. Kato, Q. Zhu y S. Murakami, «CFD analysis of chemically reactive pollutants in 2D test room.,» *Indoor air, The 9th international conference on indoor air quality.*, 2002.
- [39] D. Liu y F. T. G. Zhao, «Numerical analysis of two contaminants removal from a three-dimensional cavity,» *International journal of heat and mass transfer*, vol. 51, pp. 378-382, 2008.
- [40] C. Salinas, Y. Gatica y P. Pacheco, «Flujo interno mixto con difusión doble de calor y masa en una cavidad rectangular,» *Revista chilena de ingeniería*, vol. 16, pp. 358-369, 2008.
- [41] J. Xamán, A. Ortiz, G. Alvarez y Y. Chavez, «Effect of a contaminant source

- (CO₂) on the air quality in a ventilated room.» *Energy*, vol. 36, n° 5, pp. 3302-3318, 2011.
- [42] ASHRAE-62, «Ventilation for acceptable indoor air quality.» *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*, 1999.
- [43] ASHRAE-55, «Thermal environment conditions for human occupancy.» *American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*, 2004.
- [44] J. Sundell, «Guidelines for NORDIC building regulations regarding indoor air quality.» *Environment international*, vol. 8, pp. 17-20, 1982.
- [45] N. Ince y B. Launder, «On the computation of buoyancy driven turbulent flows in rectangular enclosures.» *International journal of heat and fluid flow*, vol. 10, pp. 110-117, 1989.
- [46] P. Nielsen, «Specification of a two dimensional test case.» *Energy conservation in building and community system, Annex 20*, vol. 20, 1990.
- [47] S. Patankar, *Numerical heat transfer and fluid flow*, Washington, D.C.: Hemisphere publishing, 1980.
- [48] *ISO 7730: Ergonomics of the thermal environment: analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria.*, 2005.

7. ANEXOS

Numerical study of airflow and heat transfer in an air-cooled room with different inlet positions

Journal of Building Physics
2014, Vol 37(3) 246–268
© The Author(s) 2012
Reprints and permissions:
sagepub.co.uk/journalsPermissions.nav
DOI: 10.1177/1744259112462106
jen.sagepub.com



Norma A Rodríguez and Jesús F Hinojosa

Abstract

This study is focused to airflow and heat transfer analyses in an air-cooled room. Three-dimensional numerical results of a rectangular room considering three different inlet configurations are presented. The study was carried out considering turbulent flow and the radiative exchange between the walls. A vertical wall receives a constant heat flux, and the opposite wall is maintained at a uniform and constant temperature; the remaining walls are adiabatic. The air inlet velocity was 0.5 m/s and the emissivity of the walls was considered as 0.8. The mathematical model was solved numerically with Computational Fluid Dynamics software. The temperature fields, flow patterns, heat transfer coefficients, and temperature distribution effectiveness are presented and discussed. It was found that the heat transfer due to the radiative effect is around 50% for the three cases studied; besides, the heat transfer coefficients and temperature distribution effectiveness are highly dependent on the inlet position.

Keywords

Numerical heat transfer, radiation, turbulent flow, air-cooled, ventilated room

Introduction

Growth in population, enhancement of building services and comfort levels, together with the rise in time spent inside buildings, have raised building energy consumption to the levels of transport and industry. For example, the Organisation for Economic Co-operation and Development (OECD) members consume between

Department of Chemical Engineering and Metallurgy, University of Sonora, Hermosillo, Sonora, México

Corresponding author:

Jesús F Hinojosa, Department of Chemical Engineering and Metallurgy, University of Sonora, Col. Centro, CP 83000, Hermosillo, Sonora, México.

Email: fhinojosa@iq.uson.mx

NUMERICAL STUDY OF HEAT TRANSFER BY CONVECTION AND THERMAL RADIATION IN A VENTILATED ROOM WITH HUMAN HEAT GENERATION AND CO₂ PRODUCTION

N. A. RODRIGUEZ MUÑOZ, Z. C. BRICEÑO AHUMADA, J. F. HINOJOSA PALAFOX

*Departamento de Ing. Química y Metalurgia, Universidad de Sonora, 83000 Hermosillo, SON, MEXICO.
fhinojosa@iq.uson.mx*

Abstract— The purpose of this work is to study the combined effect of heat generation produced by a human being and the mixed turbulent convection with thermal radiation, as well as the CO₂ production from respiration. These factors are important to achieve healthy and pleasant indoor comfort conditions and to optimize the energy use in buildings. Numerical results in a rectangular ventilated room (3.0 m x 2.5 m) were carried out considering temperatures on the vertical walls of 298 and 308 K (25 and 35 °C) and the remaining walls were considered as adiabatic. The temperature surface of the human being was maintained at 307 K (34 °C). The inlet velocities were 0.05 m/s and 0.5 m/s, whereas the assumed emissivity values of the walls were 0.0 and 0.8. The mathematical model was solved numerically with software of Computational Fluid Dynamics. The flow patterns (streamlines), the temperature fields (isotherms) and CO₂ concentration distributions are presented and discussed. Besides the heat transfer coefficients are reported. The results show that the natural ventilation reduces the average temperatures in the room between 4°C and 5.5°C, while the thermal radiation increases the average temperature between 0.2°C and 0.4°C.

Keywords— CO₂ production, mixed convection, thermal radiation, ventilated, cavity, CFD.

I. INTRODUCTION

Growth in population, enhancement of building services and comfort levels, together with the rise in time spent inside buildings, have raised building energy consumption to the levels of transport and industry. For example, the members of the Organization for Economic Cooperation and Development (OECD) consume between 15 and 25% of their primary energy in this sector and the developing countries a higher amount (Dzioubinski and Chipman, 1999). The emphasis on reducing energy consumption and the environmental consciousness have motivated researchers and designers to consider the potential of natural ventilation, as a result new ventilation standards and guidelines have been written to reflect the

importance of ventilation on the quality of indoor environment (Awbi, 2003).

The air quality problems have been associated with high concentrations of internally generated pollutants, like CO₂, and low outdoor air supply rates (Robertson, et al., 1985), on the other hand forced and natural ventilations are two possible mechanisms of ventilation, unlike forced ventilation, natural ventilation takes place by the wind and buoyancy effects, and it is an energy-saving approach (Rahimi and Arianmehr, 2011).

However the prediction of air movement and thermal parameters in ventilated rooms is complex, because of the coupling of the heat transfer mechanisms inside the habitation. A good way to analyze air movement in ventilated rooms is through numerical studies using computational fluid dynamics (CFD), because the modeling allows the prediction of the variables behavior inside the system. In the literature several numerical studies of air movement and heat transfer in ventilated cavities are reported, which can be categorized as (a) air movement and heat transfer in a ventilated cavities without contaminants and (b) air movement and heat transfer in a ventilated cavities with contaminants. Next the studies of air movement in ventilated cavities are briefly described.

(a) Air movement and heat transfer in ventilated room without contaminants.

Costa et al. (2000) studied a two-dimensional cavity to discuss the influences of the aspect ratio of the room, the air inlets, the wall temperatures, the heating/ventilation ratio and the maximum speed of the return flow. The authors emphasize that there is evidence that the ventilation requirements in non-industrial buildings involve flows in mixed convection regimen, where greater changes in flow patterns occur. Raji and Hasnaoui, (2000) presented results of heat transfer by mixed convection in a two-dimensional rectangular cavity with heat fluxes on a vertical wall and on the top wall, the authors also considered the radiative effect on the streamlines and isotherms. Results show that the