



UNIVERSIDAD DE SONORA

DIVISIÓN DE INGENIERÍA

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA Y METALURGIA

**ESTUDIO NUMÉRICO Y EXPERIMENTAL DE LA
CONVECCIÓN NATURAL EN UNA CAVIDAD
CÚBICA CERRADA**

TESIS

Que para obtener el título de:

INGENIERO QUÍMICO

Presenta:

VÍCTOR MANUEL SÁNCHEZ ORENDAIN

Hermosillo, Sonora.

Febrero 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

TABLA DE CONTENIDO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABLAS

NOMENCLATURA

AGRADECIMIENTOS

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS	10
1.1 Introducción	10
1.2 Objetivos	11
2. REVISIÓN BIBLIOGRAFICA	13
3. METODOLOGÍA	16
3.1 Descripción del problema físico	16
3.2 Descripción del modelo matemático	16
3.3 Solución del modelo matemático	25
3.4 Estudio experimental	26
3.4.1 Gabinete de prueba	26
3.4.2 Cubiertas aisladas térmicamente	28
3.4.3 Sistema de enfriamiento	28
3.4.4 Sistema de suministro de calor	28
3.4.5 Sistema de adquisición de datos	32
3.5 Procedimiento experimental	32
4. RESULTADOS Y DISCUSIÓN	38
4.1 Patrón de flujo	38
4.2 Campos de temperatura	43
4.3 Perfiles de temperatura experimentales	43

4.4 Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales	52
4.5 Resultados de coeficientes de transferencia de calor numéricos y experimentales	73
5. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	75
5.1 Conclusiones	75
5.2 Recomendaciones	76
BIBLIOGRAFÍA	77
APÉNDICE A	79

Lista de tablas

Tabla	Título	Pagina
1.1	Evolución del consumo doméstico de energía eléctrica (kWh/persona) en varios estados de la República Mexicana.	11
3.1	Valores del números de Rayleigh (Ra^*) para la cavidad cúbica cerrada.	18
3.2	Condiciones de frontera hidrodinámicas.	24
3.3	Condiciones de frontera térmicas.	24
4.1	Diferencias entre las temperaturas del fluido a una altura de 0.25 m y 0.75 m para las diferentes posiciones en la dirección X.	51
4.2	Diferencias entre las temperaturas del fluido a una longitud de 0.03 m y 0.75 m para diferentes posiciones en la dirección X.	52
4.3	Resultados de los coeficientes de transferencia de calor numéricos.	73
4.4	Resultados de los coeficientes de transferencia de calor experimentales.	73
4.5	Diferencias porcentuales absolutas entre los coeficientes de transferencia de calor numéricos y experimentales.	74
A.1	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	79
A.2	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	80
A.3	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	81
A.4	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	82
A.5	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	83
A.6	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	84
A.7	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	85
A.8	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	86
A.9	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	87

Lista de figuras

Figura	Título	Pagina
3.1	Modelo físico de la cavidad cúbica cerrada.	17
3.2	Prototipo experimental.	27
3.3	Intercambiador de calor.	29
3.4	Sistema de baño termostático.	30
3.5	Resistencia eléctrica y fuente de corriente directa.	31
3.6	Esquema de la pared caliente de la cavidad.	33
3.7	Análisis del espesor de la capa límite térmica para determinar ubicación de termopares.	35
3.8	Disposición de los sensores de temperatura en la cavidad cerrada.	36
4.1	Patrón de flujo en $z=0.5$ m para 39 W de potencia ($Ra^*=1.355 \times 10^{10}$).	39
4.2	Patrón de flujo en $z=0.5$ m para 96 W de potencia ($Ra^*=3.346 \times 10^{10}$).	41
4.3	Patrón de flujo en $z=0.5$ m para 150 W de potencia ($Ra^*=5.211 \times 10^{10}$).	42
4.4	Campo de temperatura en $z=0.5$ m para 39 W de potencia ($Ra^*=1.355 \times 10^{10}$).	44
4.5	Campo de temperatura en $z=0.5$ m para 96 W de potencia ($Ra^*=3.346 \times 10^{10}$).	45
4.6	Campo de temperatura en $z=0.5$ m para 150 W de potencia ($Ra^*=5.211 \times 10^{10}$).	46
4.7	Perfiles de temperatura experimentales para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	48
4.8	Perfiles de temperatura experimentales para $Ra^*=3.433 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	49
4.9	Perfiles de temperatura experimentales para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	50
4.10	Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	53
4.11	Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	54
4.12	Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	55
4.13	Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	57
4.14	Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	58
4.15	Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	59
4.16	Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	60
4.17	Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	61
4.18	Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	62
4.19	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	64

4.20	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	65
4.21	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).	66
4.22	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	67
4.23	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	68
4.24	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).	69
4.25	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	70
4.26	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	71
4.27	Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).	72

Nomenclatura

A^* = Área (m^2).

A = Corriente eléctrica (A).

C_p = Calor específico a presión constante (J/kg-K).

g = Aceleración de la gravedad (m/s^2).

G_k = Generación de energía cinética turbulenta debido a las fuerzas de flotación.

H = Altura de la cavidad (m).

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

I = Densidad de energía (W/m^2s).

λ = conductividad térmica ($W/m K$).

k_t = Energía cinética turbulenta (J/kg).

L = Ancho de la cavidad (m).

Nu = Número de Nusselt (adimensional) = hL/k .

P = Presión (Pa).

P_k = Generación de energía cinética turbulenta debido a gradientes de velocidad.

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

Ra = Número de Rayleigh (adimensional) = $g\beta q'' H^3 / \nu\alpha\lambda$.

T = Temperatura (K).

t = Tiempo (s).

T_c = Temperatura de la superficie fría (K).

T_h = Temperatura de la superficie caliente (K).

u_i = Velocidad instantánea en la dirección x (m/s).

\bar{u}_i = Velocidad promediada en el tiempo en la dirección i (m/s).

u' = Fluctuación instantánea de la velocidad (m/s).

V = Voltaje (V).

v_i = Velocidad instantánea en la dirección y (m/s).

\bar{v}_i = Velocidad promediada en el tiempo en la dirección i (m/s).

v' = Fluctuación instantánea de la velocidad (m/s).

W = Largo de la cavidad (m).

x_i, y_i = coordenadas del sistema.

Griegas

α = Difusividad térmica (m^2/s).

β = Coeficiente de expansión volumétrica (K^{-1}).

ΔT = Diferencia de temperaturas (K).

ε = emisividad (adimensional).

ε_t = Disipación de la energía cinética turbulenta (m^2/s^3).

μ = Viscosidad molecular (kg/m-s).

μ_t = Viscosidad turbulenta (kg/m-s).

ρ = Densidad (kg/m^3).

σ_κ = Número de Prandtl turbulento para la ecuación de k_t (adimensional).

σ_ε = Número de Prandtl turbulento para la ecuación de ε_t (adimensional).

σ_s = Coeficiente de dispersión (adimensional).

Agradecimientos

A mis padres por darme su apoyo incondicional en todo momento.

Al Dr. Jesús Fernando Hinojosa Palafox por su constante ayuda y asesoría durante la realización de este trabajo.

Al Dr. Manuel Pérez Tello, al Dr. Abraham Rogelio Martín García y al Dr. Rafael E. Cabanillas López por las valiosas observaciones y correcciones que hicieron a este trabajo.

Al M.C. Armando Piña Ortiz y a M.C. Norma Alejandra Rodríguez Muñoz por su valiosa aportación al desarrollo de este trabajo.

A mis hermanas y a todos mis amigos por sus bromas, palabras de aliento y apoyo durante la realización de este trabajo.

A todos, muchas gracias.

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

1.1 Introducción.

La energía es el pilar del avance industrial de todos los países, parte importante del desarrollo social y elemento esencial para el progreso tecnológico. Según cifras de la Agencia Internacional de Energía (IEA), el consumo total de energía a nivel mundial se incrementó en 73% durante el período 1973-2007 [1]. De la energía total consumida en el año 2007, el 42.6% se obtuvo del petróleo, el gas natural aportó el 15.6% y el carbón suministró el 8.8% por lo que aproximadamente el 67% de la energía total consumida en el mundo provino de combustibles de origen fósil. Conviene mencionar que la utilización excesiva de combustibles fósiles por las sociedades actuales, es responsable del aumento de las emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera (gas que contribuye al efecto invernadero) y por lo tanto una de las principales causas del calentamiento global.

En el caso de México, de acuerdo a estadísticas de la Secretaría de Energía [2], el sector doméstico consume más de una cuarta parte de la energía eléctrica nacional, incrementando su consumo año con año y teniendo como principales usos finales la climatización de espacios y el funcionamiento de aparatos electrodomésticos. En la región noroeste de México, debido a la presencia de un clima semidesértico, es particularmente intensivo el uso de energía eléctrica para climatización. En la Tabla 1.1 se presenta el consumo de electricidad por persona en varios estados de la República Mexicana, destacando por su elevado consumo los estados de Sonora y Baja California Norte.

Tabla 1.1 Evolución del consumo doméstico de energía eléctrica (kWh/persona) en varios estados de la República Mexicana [3].

ESTADO	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010
BAJA CALIFORNIA NORTE	278	282	271	269	280	271	270	265	252
MICHOACÁN	106	102	103	102	102	101	100	98	96
OAXACA	87	87	87	87	85	85	86	86	86
PUEBLA	103	100	97	98	98	99	102	93	91
SINALOA	262	260	263	265	281	275	278	292	286
SONORA	312	313	306	313	320	317	314	316	318

Considerando lo anterior en este trabajo se lleva a cabo un estudio numérico y experimental de la transferencia de calor por convección natural en una cavidad cúbica cerrada, como modelo a escala de una habitación cerrada que recibe un flujo de calor en una de sus paredes. Lo anterior permitirá validar los modelos matemáticos que se han desarrollado para predecir el flujo turbulento del fluido y el campo de temperatura.

1.2 Objetivos.

Objetivo General:

Realizar un estudio numérico y experimental de la convección natural en una cavidad cúbica cerrada.

Objetivos específicos:

1. Construir un sistema experimental para el estudio de la convección natural en una cavidad cúbica cerrada.

2. Obtener experimentalmente perfiles de temperatura en el interior de la cavidad cúbica cerrada.
3. Analizar numéricamente la convección natural en la cavidad cúbica cerrada para obtener los campos de temperatura y los patrones de flujo utilizando el software FLUENT 6.3.
4. Comparar los datos numéricos con los resultados experimentales.

CAPÍTULO 2

REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

A continuación se da una breve descripción de algunos trabajos reportados en la literatura especializada enfocados a la convección natural en cavidades cerradas.

Larson y Viskanta (1976), estudiaron la convección libre laminar transiente y la radiación en una cavidad rectangular para determinar la respuesta de la cavidad a una fuente de calor por fuego u otra fuente de alta temperatura. Se analizó el efecto de la radiación superficial, la conducción de calor de las paredes y la convección natural laminar. Los resultados indicaron que la radiación domina la transferencia de calor en la cavidad y altera el flujo convectivo del fluido significativamente. En un tiempo adimensional de 5 la superficie de la pared opuesta a la fuente de calor ya había alcanzado el 99% de la temperatura de la pared caliente. Para el mismo tiempo el aire en el centro de la cavidad alcanzó un 33 % del valor de la temperatura de la pared caliente cuando se consideró radiación superficial y un 13% cuando la radiación superficial no fue considerada.

Yücel et al (1989), resolvieron numéricamente la transferencia de calor por convección natural y radiación en una cavidad cuadrada. Resolvieron iterativamente las ecuaciones acopladas de momento, energía y radiación. La solución de la ecuación de transferencia de calor por radiación se obtuvo con el método de ordenadas discretas. Este método está basado en la formulación de volumen de control. Se analizaron los efectos del espesor óptico y la dispersión en los campos de flujo, temperatura y en los flujos de calor.

Fusegi y Farouk (1989), analizaron numéricamente la interacción de la convección natural turbulenta y la radiación en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente. La radiación no gris fue analizada con el método P-1 para la ecuación de transferencia radiativa. Se logró una compatibilidad en la formulación resultante de la transferencia radiativa con las ecuaciones gobernantes para flujos convectivos. La formulación Favre promediada se utilizó para analizar flujos turbulentos junto con un modelo k-ε. Se obtuvieron resultados para un rango del número de Grashof de 10^4 a 10^{10} . Las características de los campos de

temperatura y flujo fueron comparadas con las predicciones en la literatura y se tuvieron buena concordancia en lo general.

Tan y Howell (1991) estudiaron la convección natural y radiación en una cavidad cuadrada con medio participante; considerando un medio absorbente e isotrópicamente dispersivo. La formulación integral exacta para el transporte radiativo y las ecuaciones del balance de momento y energía fueron discretizadas por el método de producto integral y el método de diferencias finitas, respectivamente. Se discute la influencia del parámetro de conducción-radiación y el número de Rayleigh en los patrones de flujo y de temperatura.

Sanchez y Smith (1992), resolvieron el intercambio de radiación superficial para cavidades rectangulares de dos dimensiones usando el método de coordenadas discretas. El objetivo fue desarrollar un modelo basado en dicho método para calcular el intercambio radiativo entre superficies separadas por un medio transparente y para formular el modelo de modo que puedan ser analizados arreglos arbitrarios de superficies. Los flujos de calor de los modelos fueron comparados con los basados en el método de radiosidad-irradiancia. Se probaron tres configuraciones geométricas para validar el modelo que incluían sombreado y geometrías irregulares. Los flujos de calor del modelo tuvieron buena concordancia con los del método radiosidad-irradiancia, así como también se reportaron los efectos de la geometría, emitancia de las superficies, tamaños de malla y número de ángulos discretos.

M. Akiyamay Q. P. Chong (1997), estudiaron la interacción de la convección natural con la radiación térmica de superficies grises en una cavidad cuadrada llena con aire. Se estudió el efecto de la radiación en el patrón de flujo, distribución de temperatura y transferencia de calor. Los resultados mostraron que la radiación superficial alteró significativamente la distribución de temperatura y los patrones de flujo, especialmente cuando se aumenta el número de Rayleigh. El número de Nusselt convectivo promedio aumenta conforme el Rayleigh se incrementa. La presencia de radiación superficial cambia el valor del Nusselt convectivo promedio, aunque solo se observó una pequeña variación con el incremento de la emisividad. El número de Nusselt radiativo promedio aumentó significativamente con el

incremento de la emisividad, y la transferencia de calor por radiación juega una parte importante en el flujo de calor total para valores altos de la emisividad.

Ridouane et al (2004), llevaron a cabo un estudio de la interacción entre la convección natural y la radiación en una cavidad cuadrada calentada por debajo, donde se usó un procedimiento de diferencias finitas. Las superficies superior e inferior, se mantienen a temperatura constante, mientras que las paredes verticales se consideraron adiabáticas. Los resultados obtenidos mostraron que la radiación superficial altera significativamente la transferencia de calor a lo largo de las paredes horizontales de la cavidad. El parámetro de emisividad reduce considerablemente el número de Rayleigh crítico que caracteriza la transición hacia la convección oscilatoria.

Omri y Galanis (2007), simularon numéricamente la convección natural turbulenta en una cavidad bidimensional cuadrada calentada diferencialmente usando el modelo de turbulencia $k-\omega$ SST (Shear Stress Transitional). Las comparaciones con datos de referencia experimentales muestran que la conducción en las paredes horizontales tiene un efecto significativo en los resultados calculados. También muestran que la concordancia entre el valor calculado y el medido en la región media de la cavidad no es suficiente para establecer la validez del modelo y el procedimiento numérico. Finalmente estas comparaciones prueban que se obtienen valores similares con un número de nodos menores que aquellos usados para una simulación de remolinos grandes (LES).

CAPÍTULO III

METODOLOGÍA

A continuación se presenta la metodología seguida en el presente trabajo, abarcando la descripción del problema físico y del modelo matemático, una breve descripción del algoritmo numérico de solución para el modelo matemático, y finalmente el procedimiento seguido en el estudio experimental.

3.1 Descripción del problema físico.

En este trabajo se estudia la transferencia de calor por convección natural turbulenta en una cavidad cúbica cerrada (como el de la Figura 3.1). El sistema consta de dos paredes verticales, una de ellas (pared izquierda) recibe un flujo de calor constante y uniforme (q), mientras que la pared derecha se mantiene a una temperatura constante (T_c). Las paredes restantes se suponen adiabáticas. Las paredes están separadas por un espacio con aire confinado. Las dimensiones de nuestro sistema son de 1 m de alto (H), 1 m de profundidad (L) y 1 m de ancho (W).

3.2 Descripción del modelo matemático.

El número de Rayleigh (Ra^*) de un fluido es un número adimensional asociado con la transferencia de calor por convección natural. El número de Rayleigh sirve para conocer el tipo de régimen de flujo de fluido, se considera en la literatura que valores por encima de 10^6 y hasta 10^9 indican la transición a un régimen de flujo turbulento y que a partir de 10^9 el régimen de flujo es turbulento. En la Tabla 3.1 se presentan los valores del número de Rayleigh correspondientes a los casos considerados en el presente estudio para la cavidad cúbica cerrada.

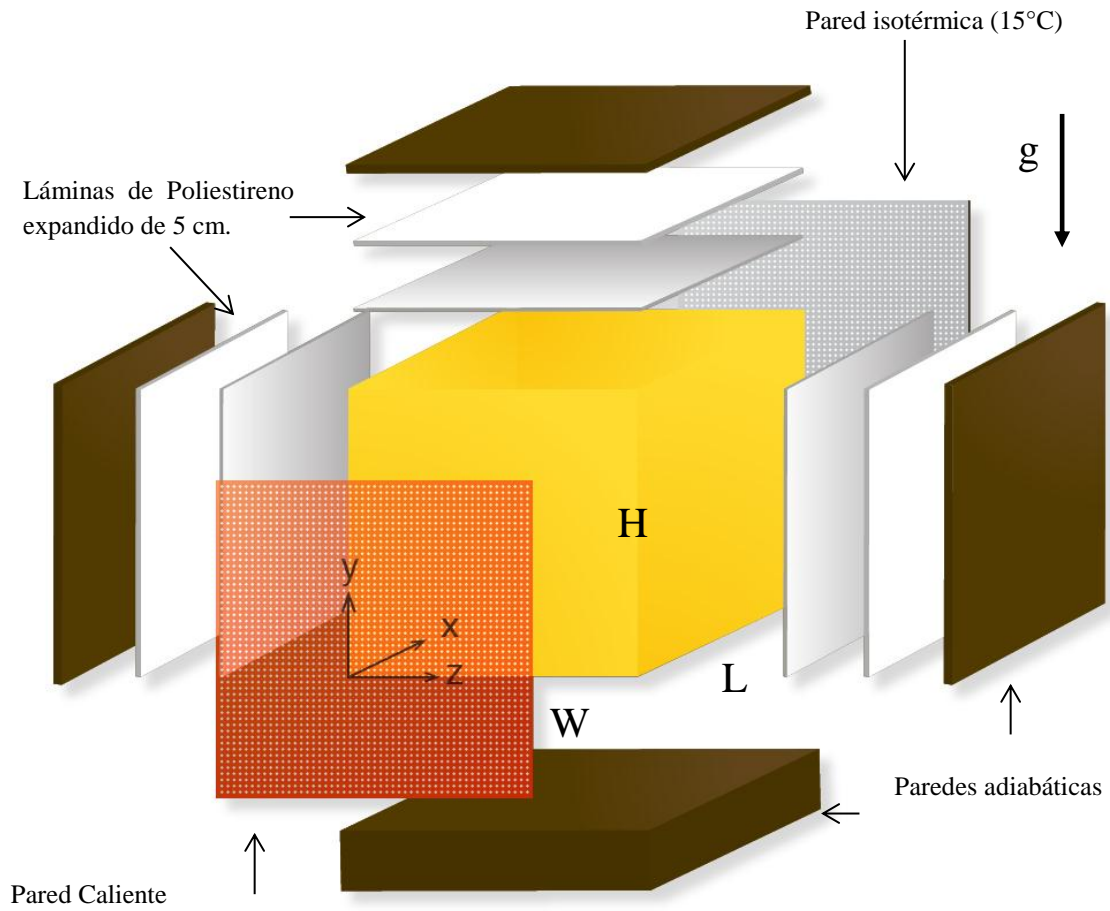


Figura 3.1 Modelo físico de la cavidad cúbica cerrada.

Tabla 3.1 Valores del número de Rayleigh (Ra*) para la cavidad cúbica cerrada.

	q'' (W/m ²)		
	39	96	150
$Ra^* = \frac{g\beta q'' H^4}{\alpha\nu\lambda}$	1.355×10^{10}	3.346×10^{10}	5.211×10^{10}

Donde:

$$\beta = 0.00343 \text{ 1/K}$$

$$\nu = 1.511 \times 10^{-05} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$\lambda = 0.0263 \text{ W/mK}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$H = 1 \text{ m}$$

$$\alpha = 2.24877 \times 10^{-05} \text{ m/s}$$

Para el estudio teórico del problema propuesto, se plantea el modelo matemático consistente en las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía. Tomando en cuenta los valores del número de Rayleigh en la cavidad, se considera un flujo de fluido en régimen turbulento. Las ecuaciones gobernantes que se presentan están basadas en la formulación Euleriana, en el cual se supone un volumen de control fijo en el espacio, a través del cual pasa un fluido, bajo el supuesto de que el medio es continuo. A continuación se describe cada una de ellas.

Ecuación de continuidad.

Esta ecuación resulta de aplicar el principio de conservación de masa a un volumen diferencial de fluido. Esto describe el flujo neto de masa a través de las fronteras de un volumen de control (VC). En notación vectorial se tiene:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0, \text{ para } i=x,y,z \quad (3.1)$$

Ecuación de Conservación de Cantidad de Movimiento.

Es la representación matemática de la segunda ley de Newton. Dicha ley establece que el incremento temporal del momento lineal en el volumen de control (VC), más el flujo neto de momento lineal de salida del VC debe ser igual a la suma de las fuerzas que actúan sobre el VC, estas fuerzas son de dos tipos: las fuerzas másicas o de cuerpo y las fuerzas superficiales. Las fuerzas másicas actúan directamente sobre la masa volumétrica del VC (entre ellas la fuerza de gravedad, centrífuga, coriolis, eléctrica y magnética, las cuales serán representadas como F_i). Las fuerzas superficiales actúan directamente sobre la superficie, como lo es la presión ejercida sobre la superficie impuesta por el fluido exterior al VC y las fuerzas causadas por las tensiones viscosas (normales y tangenciales) actuando sobre la superficie del VC también causado por el fluido exterior al VC por contacto directo.

Este balance producirá tres ecuaciones diferenciales parciales, una para cada dirección del sistema coordenado. La forma general de la ecuación de conservación de momento para fluidos newtonianos, en notación tensorial, es:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \mu \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + F_i \quad (3.2)$$

$$\text{Para cada } i=x,y,z \text{ y } j=x,y,z \text{ y } \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{si } i=j \\ 0 & \text{si } i \neq j \end{cases}$$

Ecuación de Conservación de Energía.

La conservación de energía es la primera ley de la Termodinámica, y afirma que la cantidad de cambio de energía en cualquier sistema es igual a la cantidad de calor adicionado más la cantidad de trabajo realizado sobre el sistema. En resumen, la ley de la conservación de la energía afirma que la energía no puede crearse ni destruirse, sólo se puede transformar. En otras palabras, expresa que el flujo neto de salida de energía interna más cinética, más el incremento temporal de energía interna más cinética al interior del VC, debe ser igual al trabajo realizado sobre el VC, más el flujo neto de calor entrante al VC (transferencia de calor a través de las caras del VC debido a los gradientes de temperatura) más la energía neta aportada al VC (este término es debido a la absorción o emisión de calor, energía absorbida por ondas electromagnéticas, el cual será agrupado como Φ). En forma matemática:

$$\frac{\partial(\rho C_p T u_j)}{\partial x_j} = \tau_{jj} \frac{\partial u_j}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \Phi \quad (3.3)$$

Para cada $j=x,y,z$

Enseguida se muestran las ecuaciones promediadas en el tiempo (RANS) en notación tensorial, para flujo incompresible, considerando sólo las fuerzas de flotación, despreciando la disipación viscosa y en estado permanente:

Continuidad:

$$\frac{\partial \rho \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.4)$$

Movimiento:

$$\rho \overline{u_j} \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} = \frac{\partial \overline{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - \rho \overline{u_i u_j} \right] + \rho g_i \quad (3.5)$$

Energía:

$$\rho \overline{u_j} \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} = \frac{1}{C_p} \frac{\partial}{\partial x_j} \left[k \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} - \rho C_p \overline{T u_j} \right] \quad (3.6)$$

Para cada $i=x,y,z; j=x,y,z$

Tal como se aprecia, las ecuaciones anteriores, no han tenido gran modificación, exceptuando que las variables principales son las componentes medias. El término adicional para la ecuación de cantidad de movimiento (3.5) es un tensor simétrico que introduce 6 nuevas incógnitas y es conocido como el tensor de esfuerzos de Reynolds ($\rho \overline{u_i u_j}$). El cual, a diferencia de tensor de esfuerzos viscosos, este se origina por la transferencia de momento a partir del campo fluctuante de las velocidades.

A partir del tensor de Reynolds, se define la energía cinética turbulenta como un medio multiplicado por la traza del tensor de esfuerzos turbulentos o tensor de Reynolds, tal como se indica a continuación. La energía cinética turbulenta, es muy utilizada para simular las ecuaciones de turbulencia debido a su relación con el fenómeno de turbulencia.

$$k_t = \frac{1}{2} (\overline{u' u' + v' v' + w' w'}) = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'} \quad (3.7)$$

Paralelamente al tensor de Reynolds, aparece en la ecuación de energía (3.6) un campo fluctuante de velocidades y temperaturas, el cual introduce 3 nuevas incógnitas ($\rho \overline{T u_j}$) conocido como el vector de flujo de calor turbulento. Finalmente, después del promedio temporal de las ecuaciones de conservación de masa, momento y energía, han surgido 9 incógnitas adicionales a las 5 que ya se tenían. Son precisamente estas 9 incógnitas que

permiten advertir las diferencias conceptuales entre régimen laminar y turbulento, es decir, las que imponen las diferencias entre los dos regímenes. En total se tienen 14 incógnitas por solo 5 ecuaciones y es inevitable la obtención de nuevas ecuaciones.

Este problema es conocido en la literatura como el problema de cerradura. La cerradura requiere del uso de algunas aproximaciones, las cuales usualmente toman la forma del tensor de esfuerzos de Reynolds y del vector de flujo de calor turbulento en términos de cantidades medias. En la mayoría de los modelos de la familia del RANS se utiliza la energía cinética turbulenta (k_t) y la disipación de energía cinética turbulenta (ε_t) como base para la simulación de las incógnitas discutidas anteriormente. La diferencia entre cada modelo RANS radica en la manera como se toman las aproximaciones para las correlaciones desconocidas.

A continuación se describe el modelo k_t - ε_t estándar, el cual pertenece a la familia de modelos de turbulencia de viscosidad de remolino. El modelo k_t - ε_t es el más conocido y se utiliza en prácticamente todos los programas comerciales para estudio de fluidos. El modelo k_t - ε_t es un modelo semi-empírico basado en las ecuaciones de transporte para la energía cinética turbulenta (k_t) y para la disipación de la energía cinética turbulenta (ε_t).

En la derivación del modelo, se asume que el flujo es totalmente turbulento y que los efectos de la viscosidad molecular son despreciables. Por lo tanto, el modelo k_t - ε_t es solamente válido para flujos totalmente turbulentos. A continuación se presentan las expresiones matemáticas del modelo k_t - ε_t estándar (Launder y Spalding, 1974):

Energía cinética turbulenta (k_t):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u}k_t)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}k_t)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\bar{w}k_t)}{\partial z} \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k_t}} \right) \frac{\partial k_t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k_t}} \right) \frac{\partial k_t}{\partial y} \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k_t}} \right) \frac{\partial k_t}{\partial z} \right] + P_{k_t} + G_{k_t} - \rho\varepsilon_t - Y_M \end{aligned} \quad (3.8)$$

Disipación de la energía cinética turbulenta (ε_t):

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{u}\varepsilon_t)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\varepsilon_t)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho\bar{w}\varepsilon_t)}{\partial z} &= \frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon_t}} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon_t}} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial y} \right] \\ &+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\varepsilon_t}} \right) \frac{\partial \varepsilon_t}{\partial z} \right] + C_{1\varepsilon_t} \frac{\varepsilon_t}{k_t} [P_{k_t} + C_{3\varepsilon_t} G_{k_t}] - C_{2\varepsilon_t} \rho \frac{\varepsilon_t^2}{k_t} \end{aligned} \quad (3.9)$$

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

$$\begin{aligned} P_{k_t} = -\rho\mu_t \left[2 \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{v}}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial z} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial x} \right)^2 \right. \\ \left. + \left(\frac{\partial \bar{v}}{\partial y} + \frac{\partial \bar{w}}{\partial z} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (3.10)$$

$$G_{k_t} = -\varphi g_i \frac{\mu_t}{\sigma_\theta} \frac{\partial \bar{T}}{\partial y} \quad (3.11)$$

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k_t^2}{\varepsilon_t} \quad (3.12)$$

Los coeficientes del modelo son:

$C_\mu = 0.09$	$C_{1\varepsilon_t} = 1.44$	$C_{2\varepsilon_t} = 1.92$	$\sigma_{\varepsilon_t} = 1.3$	$C_{3\varepsilon_t} = \tanh \left \frac{\bar{v}}{\bar{u}} \right $	$\sigma_{k_t} = 1.0$
----------------	-----------------------------	-----------------------------	--------------------------------	---	----------------------

Las condiciones de frontera hidrodinámicas y térmicas correspondientes al problema físico planteado en la Figura 3.1, se muestran en la Tabla 3.2 y 3.3.

Tabla 3.2 Condiciones de Frontera Hidrodinámicas.

Posición	Condición de frontera
$x = 0$	$\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = k_t = \varepsilon_t = 0$
$x = W$	$\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = k_t = \varepsilon_t = 0$
$y = 0$	$\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = k_t = \varepsilon_t = 0$
$y = H$	$\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = k_t = \varepsilon_t = 0$
$z = 0$	$\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = k_t = \varepsilon_t = 0$
$z = L$	$\bar{u} = \bar{v} = \bar{w} = k_t = \varepsilon_t = 0$

Tabla 3.3 Condiciones de Frontera Térmicas.

Posición	Condición de frontera
$x = 0$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial x}\right) = \frac{q}{k}$
$x = W$	$T(W,y,z) = T_c$
$y = 0$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right) = 0$
$y = H$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial y}\right) = 0$
$z = 0$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial z}\right) = 0$
$z = L$	$\left(\frac{\partial \bar{T}}{\partial z}\right) = 0$

3.3 Solución del modelo matemático.

El sistema de ecuaciones para la transferencia de calor en el problema propuesto no tiene una solución analítica, por lo que se utiliza el método numérico de volumen finito el cual fue desarrollado originalmente como una formulación especial de diferencias finitas.

Este método es la base de varios códigos comerciales de dinámica de fluidos computacional, como el caso del Fluent. Este método numérico consta de los siguientes pasos:

- a) Integración de las ecuaciones gobernantes del flujo de fluido, sobre todos los volúmenes de control del dominio de solución.
- b) Discretización mediante la sustitución de algún tipo de aproximación, en los términos de las ecuaciones integradas que representan procesos de flujo como: convección, difusión y términos fuente. Esto convierte a las ecuaciones integradas en un sistema de ecuaciones algebraicas.
- c) Solución de las ecuaciones algebraicas mediante un método iterativo.

Este método comienza con la discretización de las ecuaciones gobernantes, para lo cual se tiene que decidir dónde colocar los nodos de las velocidades (y por lo tanto sus volúmenes de control). El dominio de estudio se subdivide en un número finito de volúmenes de control (VC) contiguos y las ecuaciones de conservación se aplican a cada volumen de control. En el centro de cada VC se coloca un nodo computacional en el cual las variables son calculadas. 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.

Debido a la naturaleza no lineal del sistema de ecuaciones y a la falta de una ecuación para la presión, se utiliza un algoritmo iterativo para acoplar las ecuaciones de momento y masa, conocido como algoritmo SIMPLE. El acrónimo SIMPLE significa método semi-implícito

para ecuaciones acopladas con la presión, con el cual se realizan las iteraciones necesarias para obtener el resultado. El algoritmo SIMPLE se puede resumir de la siguiente manera:

1. Se establece un valor inicial de las variables: componentes de la velocidad, presión, temperatura, energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta.
2. Se obtiene una solución aproximada del campo de velocidad, resolviendo las ecuaciones de momento a partir del campo de presión supuesto.
3. Se calcula la corrección de presión.
4. Se realiza la corrección de las velocidades y la presión.
5. Se resuelve la ecuación de energía, la energía cinética turbulenta y la disipación de la energía cinética turbulenta.
6. Se verifica la convergencia, en caso de no satisfacerse el criterio de convergencia entonces se actualizan los valores para repetir los pasos 2-5 nuevamente.
7. Alcanzada la convergencia se determina el valor del número de Nusselt total a partir del campo de temperatura.

3.4 Estudio experimental.

En esta sección se describe el dispositivo y la metodología para llevar a cabo el estudio experimental del problema planteado.

3.4.1 Gabinete de prueba.

El gabinete de prueba se muestra en la Figura 3.2, consta de volúmenes contruidos a base de placas de madera de pino (triplay) y poliestireno expandido de 5 cm de espesor; dentro del gabinete se colocó un marco de madera y poliestireno que garantizó la relación de aspecto a evaluar así como las condiciones adiabáticas deseadas, dejando libres las superficies isotérmicas. Dentro se encuentra el intercambiador de calor para la superficie fría y la resistencia térmica. Este diseño garantiza el mayor aislamiento térmico en la dirección del flujo de calor para evitar al máximo las pérdidas de calor. Las paredes internas de la cavidad fueron cubiertas con una película de aluminio pulido ($\varepsilon \approx 0.03$).



Figura 3.2 Prototipo experimental.

3.4.2 Cubiertas aisladas térmicamente.

Las cubiertas del dispositivo son cajones de madera de pino (triplay), rellenos de poliestireno expandido con un espesor de 5 cm. Sirven para asegurar la condición adiabática requerida en nuestro estudio.

3.4.3 Sistema de Enfriamiento.

El sistema de enfriamiento, se compone del intercambiador de calor que está inmerso en la cubierta de la superficie fría el cual 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 3.3) fabricado con lámina de acero inoxidable de 91.44 cm por 101.6 cm y 0.3175 cm de espesor nominal. Su comportamiento hidráulico garantiza bajas caídas de presión además de una distribución uniforme del flujo de calor. 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 3.4, 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 como se ilustra en la Figura 3.5, cubierta de silicón y las siguientes medidas: 91.44 cm por 100.96 cm. La potencia máxima es de 500 W operando con 110 V. Dicha resistencia se conecta a una fuente de corriente directa que permite regular el voltaje y

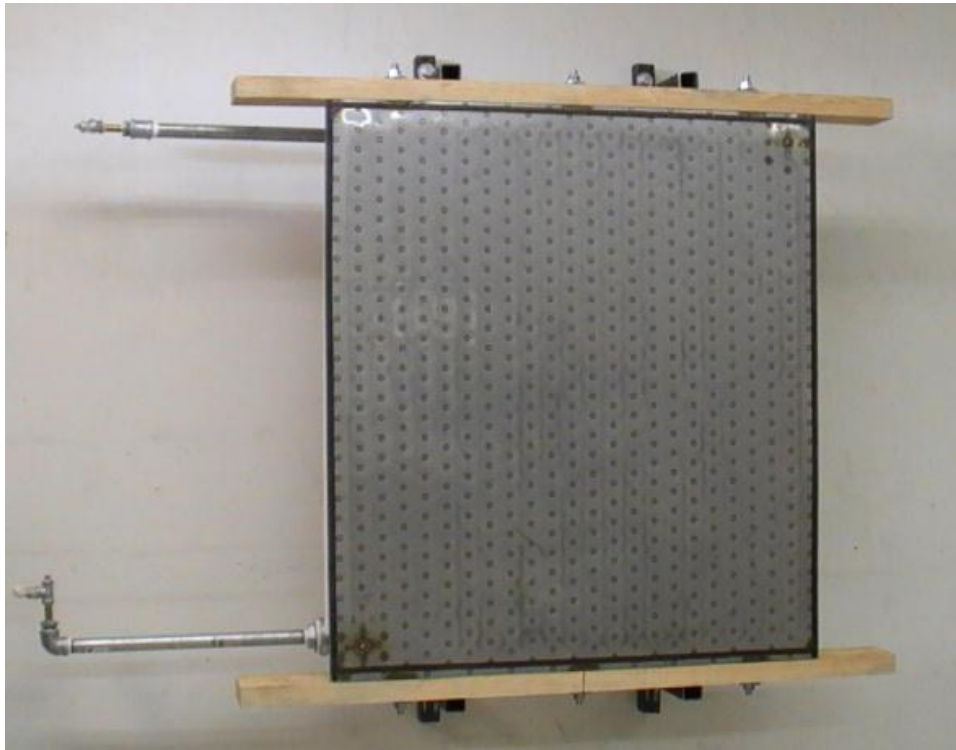


Figura 3.3 Intercambiador de calor.



Figura 3.4 Sistema de baño termostático.



Figura 3.5 Resistencia eléctrica y fuente de corriente directa.

obtener la potencia térmica requerida. La fuente de poder es de la marca Agilent modelo E3632A con un rango de 0 a 15 V/7 A ó 0 a 30 V/4 A. La resistencia está en contacto directo con la lámina de aluminio de la superficie caliente y se ajusta con la madera en la parte de atrás como se muestra en la Figura 3.6.

3.4.5 Sistema de adquisición de datos.

El sistema de adquisición de datos está compuesto por un adquisidor de datos de la marca Agilent modelo 34970A el cual tiene cabida 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. Las alturas a las que fueron colocados son a 0.25m, 0.50m y 0.75m a lo largo del eje Y de nuestro sistema de referencia. 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.

3.5 Procedimiento experimental.

La temperatura en la superficie fría para todos los experimentos fue de 15 °C (288 K). Las mediciones se realizaron de la siguiente manera:

1. Se enciende la computadora y el adquisidor de datos.
2. Se enciende y ajusta la fuente de poder con el voltaje deseado.
3. Se enciende el baño termostático y se coloca el valor de temperatura requerido.
4. 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 los últimos 300 datos en cada canal de temperatura, obteniéndose desviaciones estándar máximas del orden de ± 0.06 °C. Los valores reportados de transferencia de calor son el resultado de la colocación de la fuente de

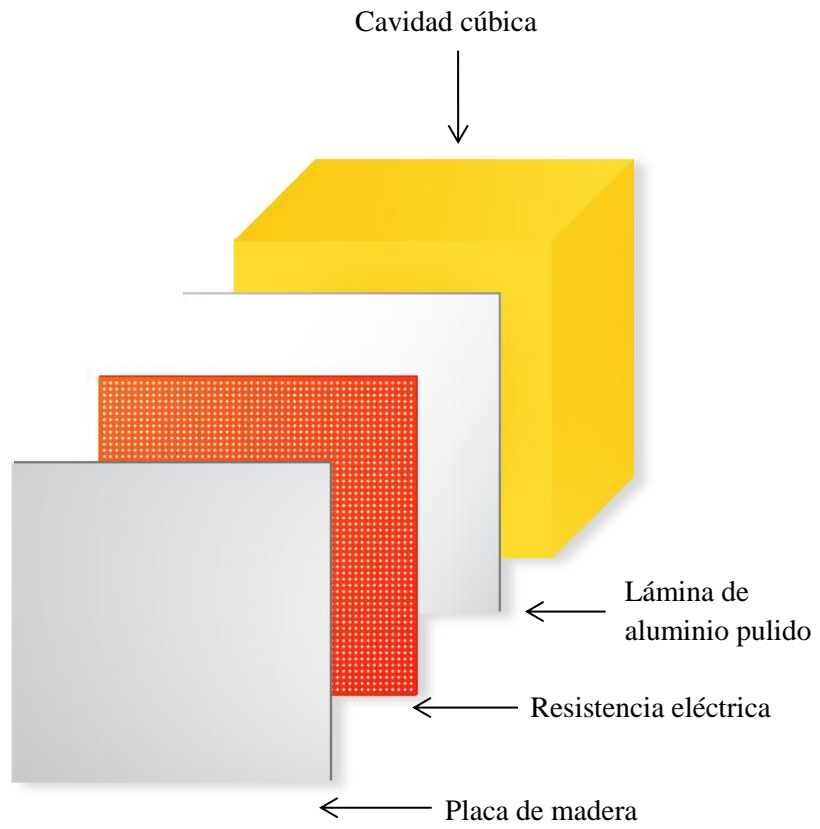


Figura 3.6 Esquema de la pared caliente de la cavidad.

corriente directa que proporciona la energía para el calentamiento de la resistencia en valores de 10, 20 y 30 V para los casos de 39, 96.5 y 150 W respectivamente.

Con el objetivo de determinar la colocación apropiada de los termopares se llevaron a cabo simulaciones numéricas en la cavidad. Los perfiles de temperatura correspondientes a varias alturas en el plano central perpendicular a la pared caliente, se muestran en la Figura 3.6. Se puede apreciar que el espesor de la capa límite térmica para las diferentes alturas es menor a 2 cm. 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 3.7, excepto tres termopares que se colocaron a 3 cm, 50 cm y 97 cm desde la pared caliente. Por lo tanto se tuvieron 5 termopares dentro de las capas límite térmicas y 3 fuera de ellas, dando un total de 13 termopares para cada altura considerada.

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:

$$q = h A^* [\bar{T}_h - \bar{T}_c] \quad (3.13)$$

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).

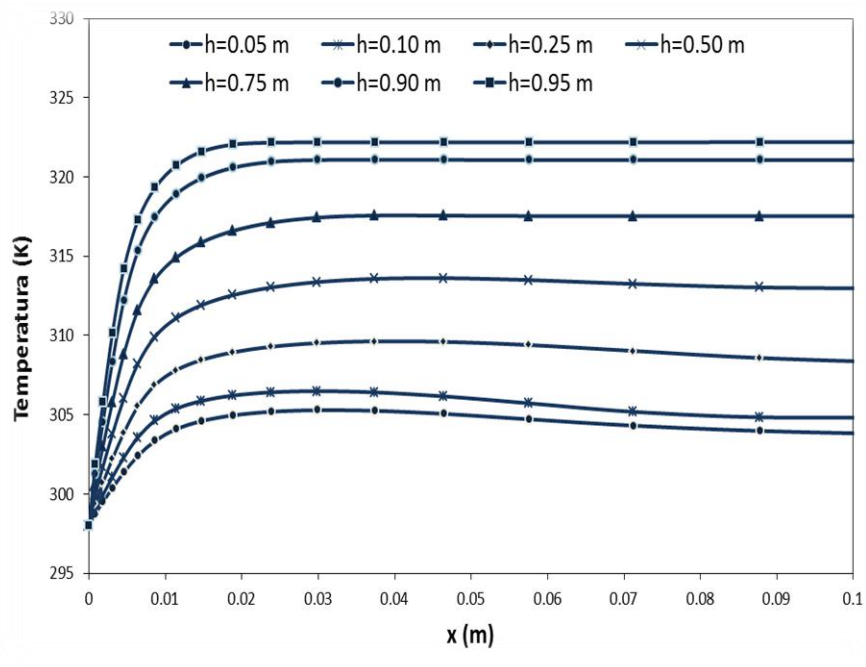


Figura 3.7 Análisis del espesor de la capa límite térmica para determinar ubicación de termopares

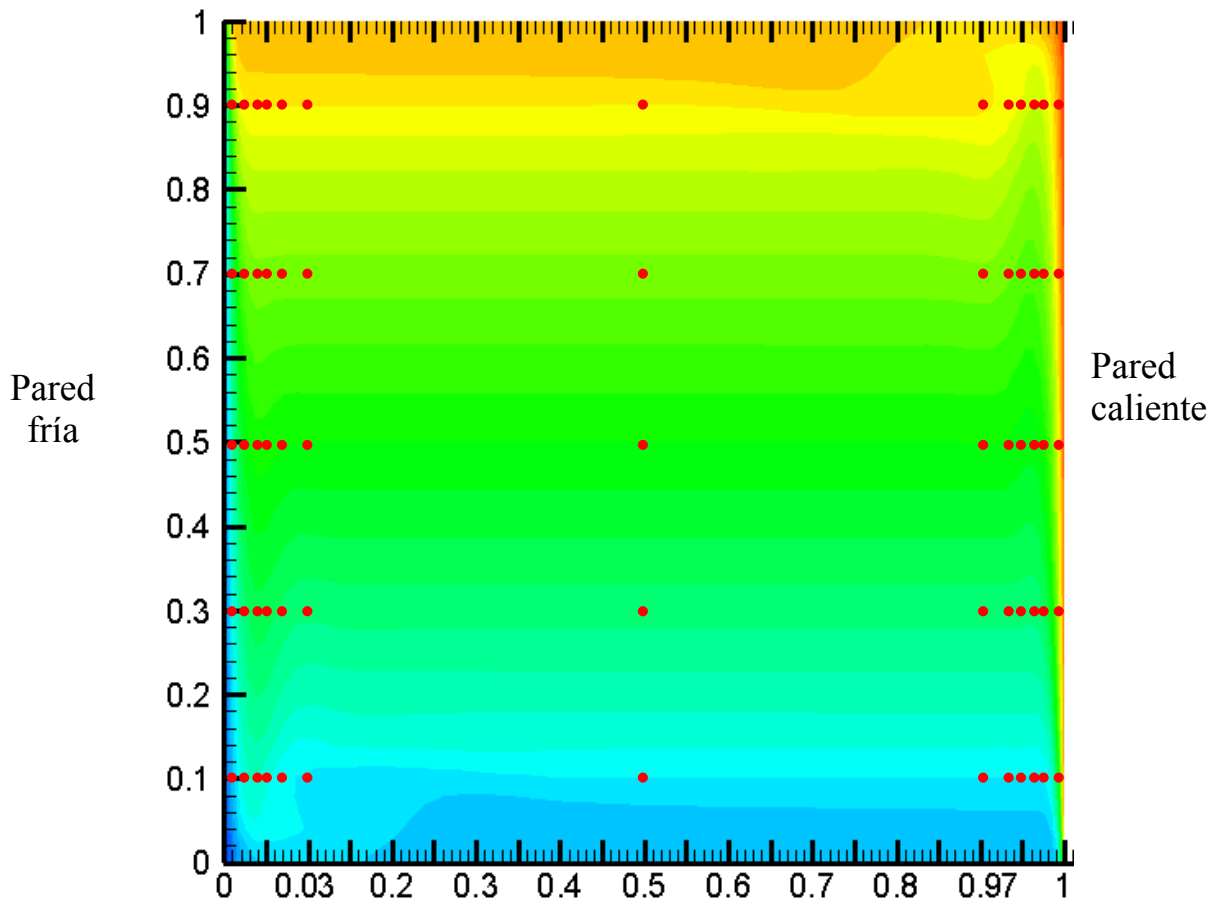


Figura 3.8 Disposición de los sensores de temperatura en la cavidad cerrada.

Se tiene entonces que h esta dado por:

$$h = \frac{q}{A^* [\bar{T}_h - \bar{T}_c]} \quad (3.14)$$

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

$$h = \frac{V A}{W H [\bar{T}_h - \bar{T}_c]} \quad (3.15)$$

en donde:

V = Voltaje (V).

A= Corriente eléctrica (A).

L= Ancho de la cavidad (m).

H= Altura de la cavidad (m).

CAPÍTULO IV

RESULTADOS Y DISCUSIÓN

En este capítulo se presenta la comparación entre los resultados numéricos obtenidos con Fluent y los datos experimentales, para la convección natural en una cavidad cúbica cerrada calentada diferencialmente. En forma adicional se llevará a cabo el estudio de los patrones de flujo y los campos de temperatura obtenidos numéricamente con el software Fluent.

4.1 Patrón de flujo.

A continuación se presentan los resultados numéricos bidimensionales del movimiento del fluido en la cavidad. Se considera que una superficie vertical recibe flujos de calor de 39, 96 y 150 W, mientras que la pared opuesta se mantiene a una temperatura constante de 288 K y las paredes restantes fueron adiabáticas. Los resultados de la convección natural se obtuvieron considerando válida la aproximación de Boussinesq.

En la Figura 4.1 se presenta el patrón de flujo en el plano $z=0.5$ m para un $Ra^* = 1.355 \times 10^{10}$. Se puede observar un movimiento ascendente del fluido por la pared vertical que recibe el flujo de calor (izquierda) y un movimiento descendente en la pared vertical isotérmica (derecha). En las esquinas superior izquierda e inferior derecha se aprecian remolinos debido al choque del fluido ascendente y descendente con las paredes horizontales que produce un cambio de dirección del fluido. Por otro lado el movimiento ascendente forma una capa límite hidrodinámica con un espesor promedio de alrededor de 3 cm y un espesor máximo de 5 cm desde una altura de 0.3 m hasta 0.8 m. En el caso del movimiento descendente la capa límite correspondiente tiene un espesor ligeramente mayor al de la pared caliente. Por otro lado, las magnitudes de la velocidad del aire en la cavidad son menores a 0.1 m/s en la cercanía de las paredes verticales y cercanas a cero en el centro. Los vectores de mayor magnitud se encuentran, por el lado de la pared caliente entre los 0.5 y los 0.8 m. De la pared fría podemos ver los vectores de mayor magnitud entre los 0.2 y los 0.55 m de altura.

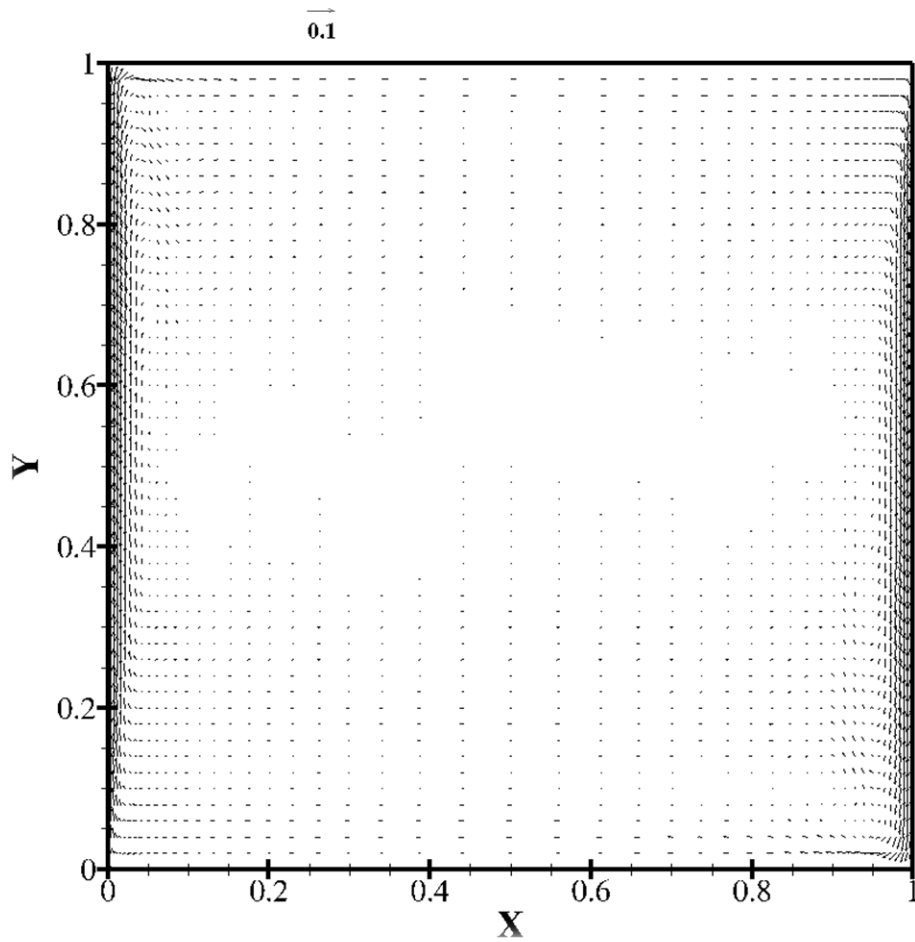


Figura 4.1 Patrón de flujo en $z=0.5$ m para 39 W de potencia ($Ra^* = 1.355 \times 10^{10}$).

En la Figura 4.2 se presenta el patrón de flujo en el plano $z=0.5$ m para un $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$. Se aprecian un movimiento ascendente de aire por la pared con flujo de calor y un movimiento descendente por la pared isotérmica. Por otro lado se puede observar la formación de remolinos en las esquinas superior izquierda e inferior derecha. En el caso de la capa límite hidrodinámica formada en la pared caliente, esta va aumentando su espesor hasta alcanzar 5 cm a partir de una altura de 0.25 m y hasta 0.85 m. En el caso del movimiento descendente, la capa límite hidrodinámica tiene un espesor aproximado de 3 cm en los intervalos $0.8 \text{ m} \leq y \leq 1.0 \text{ m}$ y $0 \text{ m} \leq y \leq 0.2 \text{ m}$, mientras que entre 0.2 m y 0.8 m el espesor aumenta hasta los 5 cm.

En la Figura 4.3 se presenta el patrón de flujo en el plano $z=0.5$ m para un $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$. En este caso también se aprecian remolinos en dos de las esquinas, así como los movimientos del fluido hacia arriba cerca de la pared caliente y hacia abajo cerca de la pared fría como se describió previamente en las Figuras 4.1-4.2. De igual manera las capas límite hidrodinámica en las paredes caliente e isotérmica, alcanza un espesor máximo de 5 cm entre 0.2 m y 0.85 m de altura. Lo anterior indica que el patrón de flujo no se modificó apreciablemente al modificar el flujo de calor (y por lo tanto el número de Rayleigh) en la pared caliente.

Las magnitudes de la velocidad del aire en la cavidad en todos los casos considerados son menores a 0.1 m/s en la cercanía de las paredes verticales y se aproximan a cero en el centro de la cavidad.

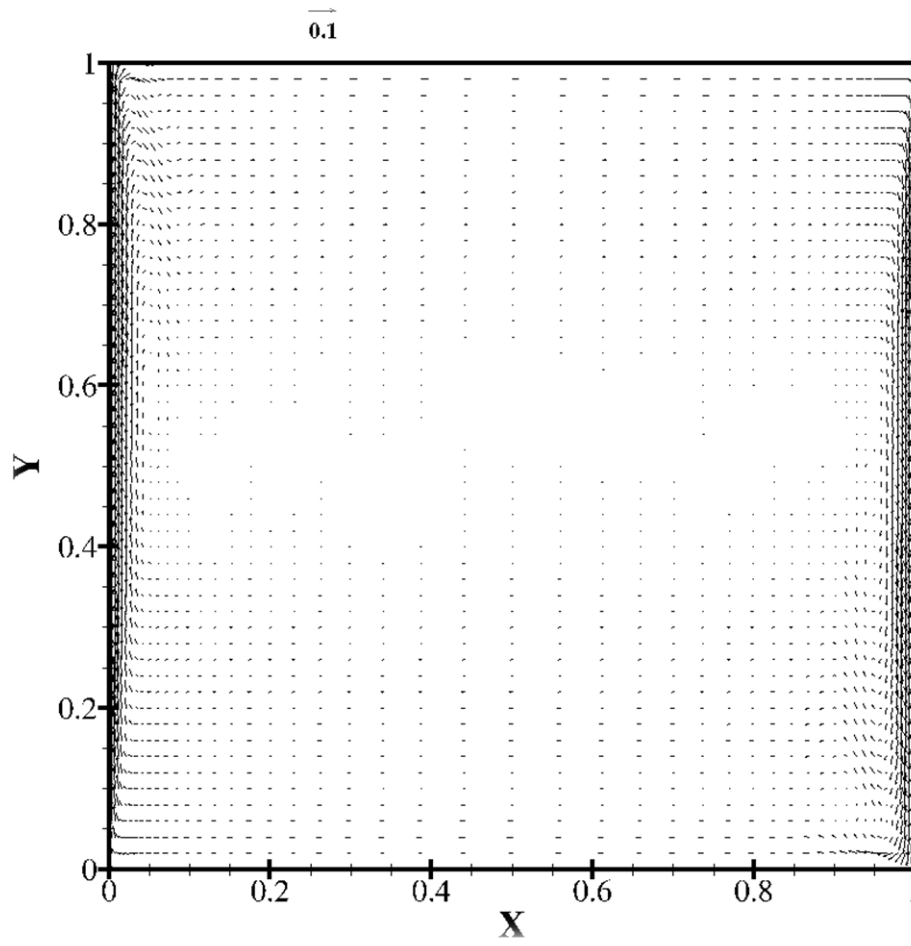


Figura 4.2 Patrón de flujo en $z=0.5$ m para 96 W de potencia ($Ra^* = 3.346 \times 10^{10}$).

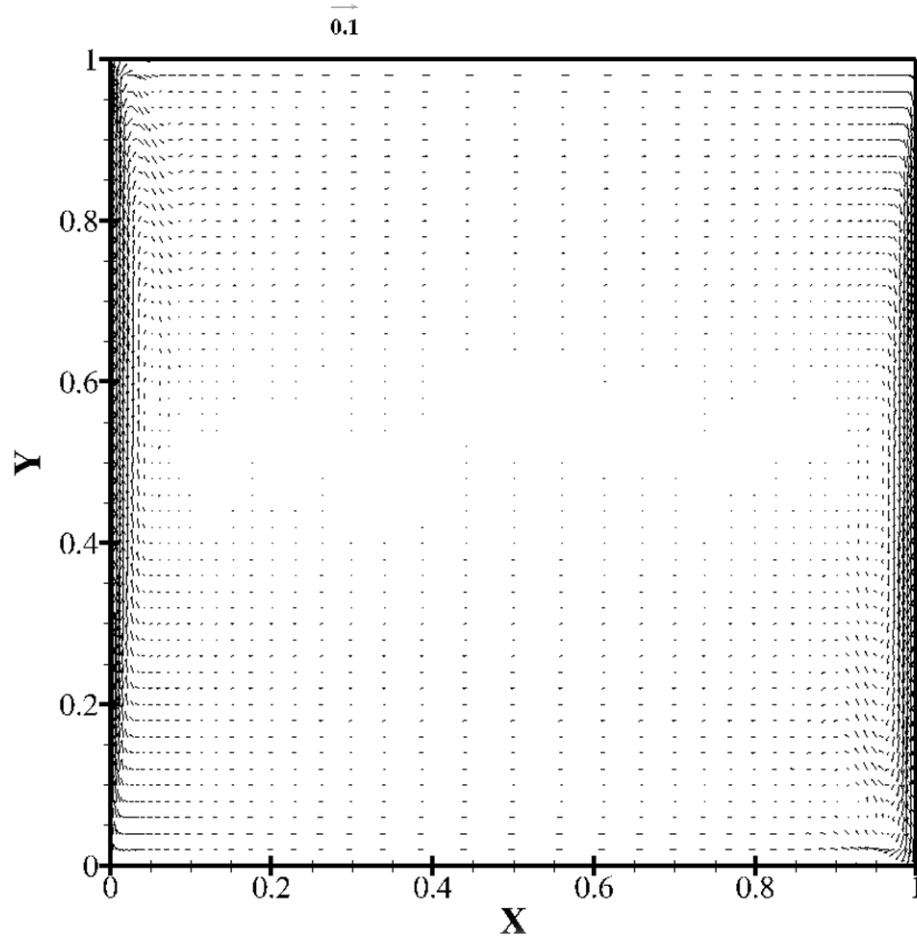


Figura 4.3 Patrón de flujo en $z=0.5$ m para 150 W de potencia ($Ra^* = 5.211 \times 10^{10}$).

4.2 Campos de temperatura.

A continuación se presentan los resultados numéricos bidimensionales del campo de temperatura en la cavidad.

En la Figura 4.4 se presenta el campo de temperatura en forma de isotermas en el plano $z=0.5$ m para un $Ra^* = 1.355 \times 10^{10}$. El comportamiento de las isotermas indica la formación de capas límite térmicas adyacentes a las paredes verticales. En la pared caliente el espesor de la capa límite térmica es de aproximadamente 0.025 m, mientras que en la pared isotérmica es de aproximadamente 0.035 m. Los valores de temperatura en la cavidad se encuentran entre 288 K (esquina inferior derecha) y 308 K (esquina superior izquierda). Por otro lado, se observa que el fluido se encuentra estratificado en la región $0.05 \text{ m} \leq x \leq 0.90 \text{ m}$.

La Figura 4.5 muestra las isotermas en el plano $z=0.5$ m para un $Ra^* = 3.346 \times 10^{10}$. Se puede apreciar la presencia de capas límite térmicas adyacentes a las paredes verticales. En la pared caliente el espesor de la capa límite térmica es de aproximadamente 0.025 m, mientras que en la pared isotérmica es de aproximadamente 0.035 m. Los valores de temperatura en la cavidad se encuentran entre 290 K (esquina inferior derecha) y 330 K (esquina superior izquierda). Por otro lado, se observa que el fluido se encuentra estratificado en la región $0.05 \text{ m} \leq x \leq 0.90 \text{ m}$.

El campo de temperatura en el plano $z=0.5$ m para un $Ra^* = 5.211 \times 10^{10}$ se presenta en la Figura 4.6. También se observan capas límite térmicas adyacentes a las paredes verticales, con espesores de 0.035 m en la adyacente a la pared isotérmica y de 0.025 m en la correspondiente a la pared caliente. Los valores de temperatura en la cavidad se encuentran entre 295 K (esquina inferior derecha) y 345 K (esquina superior izquierda). Por otro lado, se observa que el fluido se encuentra estratificado en la región $0.05 \text{ m} \leq x \leq 0.90 \text{ m}$.

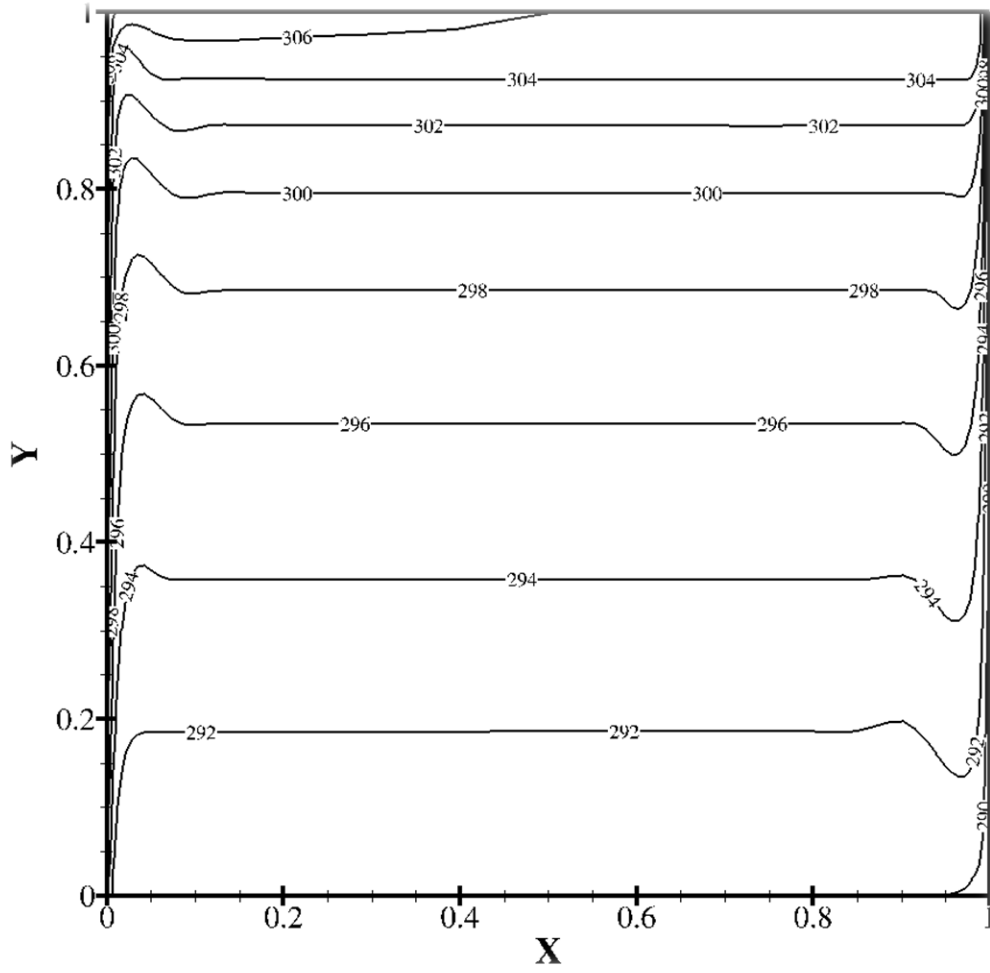


Figura 4.4 Campo de temperatura en $z=0.5$ m para 39 W de potencia ($Ra^* = 1.355 \times 10^{10}$).

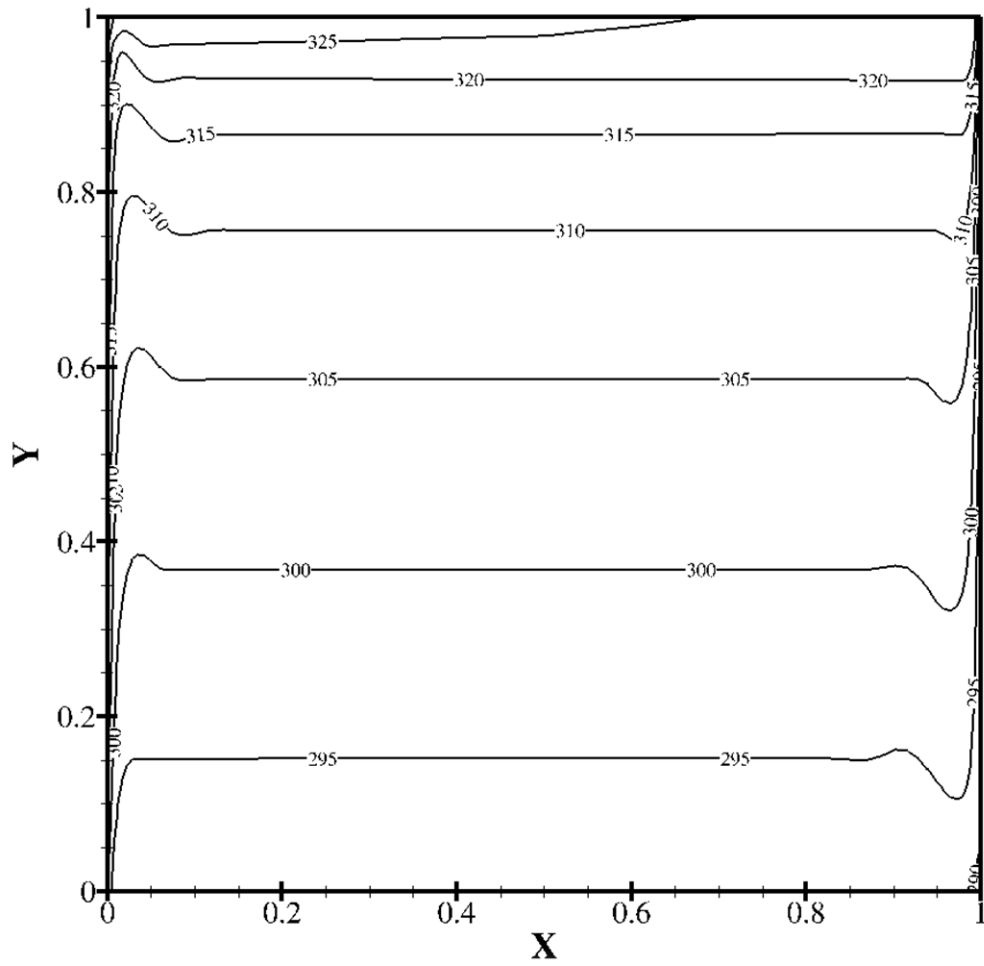


Figura 4.5 Campo de temperatura en $z=0.5$ m para 96 W de potencia ($Ra^* = 3.346 \times 10^{10}$).

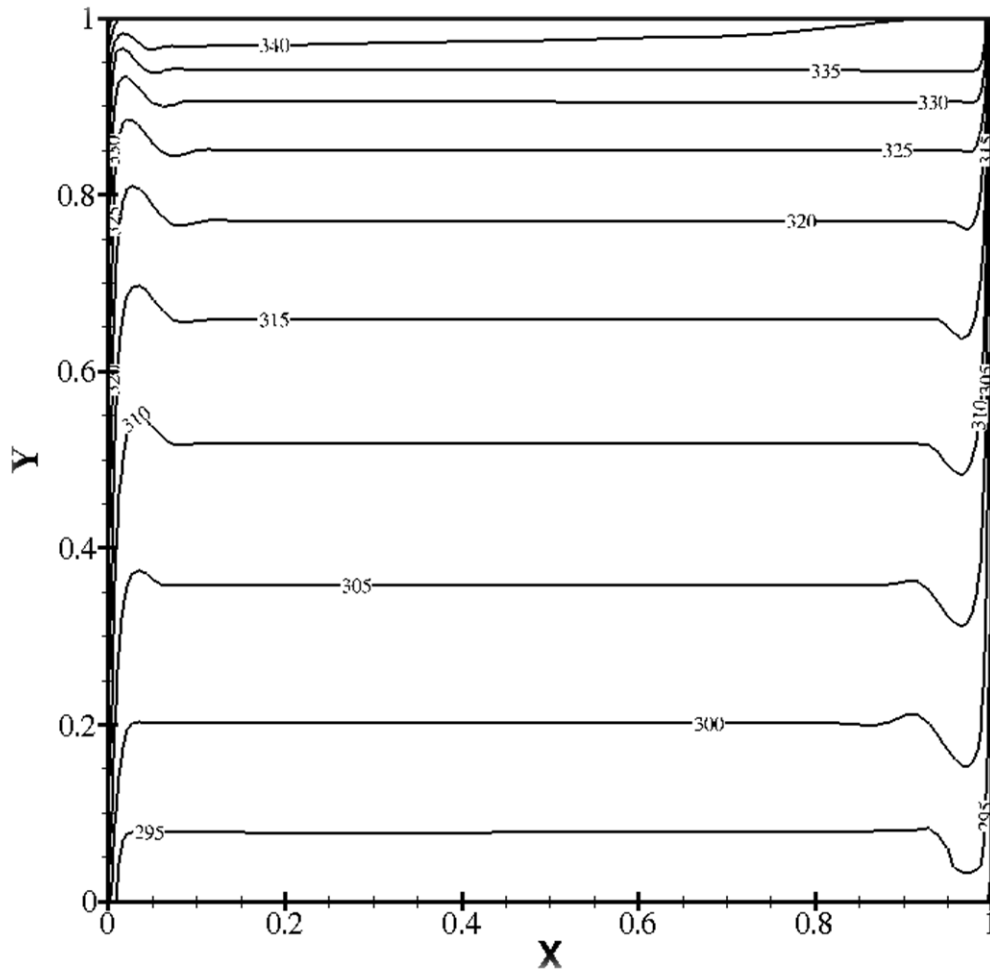


Figura 4.6 Campo de temperatura en $z=0.5$ m para 150 W de potencia ($Ra^* = 5.211 \times 10^{10}$).

4.3 Perfiles de temperatura experimentales.

La Figura 4.7 muestra los perfiles de temperatura de los datos experimentales para un $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W). Las curvas permiten apreciar la presencia de regiones cercanas a las paredes caliente e isotérmica en donde se presentan gradientes de temperatura (capa límite térmica) y una zona extensa en el centro en donde la temperatura del fluido se mantiene constante. Para las tres alturas consideradas (0.25 m, 0.5 m y 0.75 m), la capa límite térmica en la pared caliente tiene un espesor de 0.03 m. En el caso de la capa límite térmica de la pared fría el espesor de la capa límite térmica es de 0.012 m, 0.02 m y 0.008 m para 0.25 m, 0.5 m y 0.75 m de altura.

Los perfiles de temperatura dentro de la cavidad con $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W) se presentan en la Figura 4.8. En este caso la capa límite térmica en la pared caliente tiene un espesor de 0.03 m para las tres alturas consideradas (0.25 m, 0.5 m y 0.75 m). La capa límite térmica de la pared fría tiene un espesor de 0.012 m para alturas de 0.5 m y 0.75 m, y de 0.008 m para una altura de 0.25 m.

En la Figura 4.9 se pueden observar los perfiles de temperatura dentro de la cavidad para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W). De nuevo la capa límite térmica en la pared caliente tiene un espesor de 0.03 m para las tres alturas consideradas (0.25 m, 0.5 m y 0.75 m). En la pared fría, la capa límite alcanza espesores de 0.008 m a una altura de 0.25 m y de 0.012 m a 0.5 m y 0.75 m de altura.

En la Tabla 4.1 se presentan las diferencias entre las temperaturas del fluido a una altura de 0.75 m y 0.25 m. En el caso de la pared isotérmica las diferencias de temperatura son mayores para una distancia de 0.03 m, mientras que en el caso de la pared isotérmica la máxima diferencia de temperatura se encuentra entre 0.012 m ($Ra^*=3.346 \times 10^{10}$) y 0.02 m ($Ra^*=1.355 \times 10^{10}$). Por otro lado se puede observar que en $x=0$ conforme el flujo de calor es mayor, se incrementa la diferencia de temperatura entre las dos alturas de la pared. En la posición $x=0.5$ m, que es donde el fluido se encuentra prácticamente estancado, también se aprecia una diferencia de temperatura apreciable debido a una estratificación térmica.

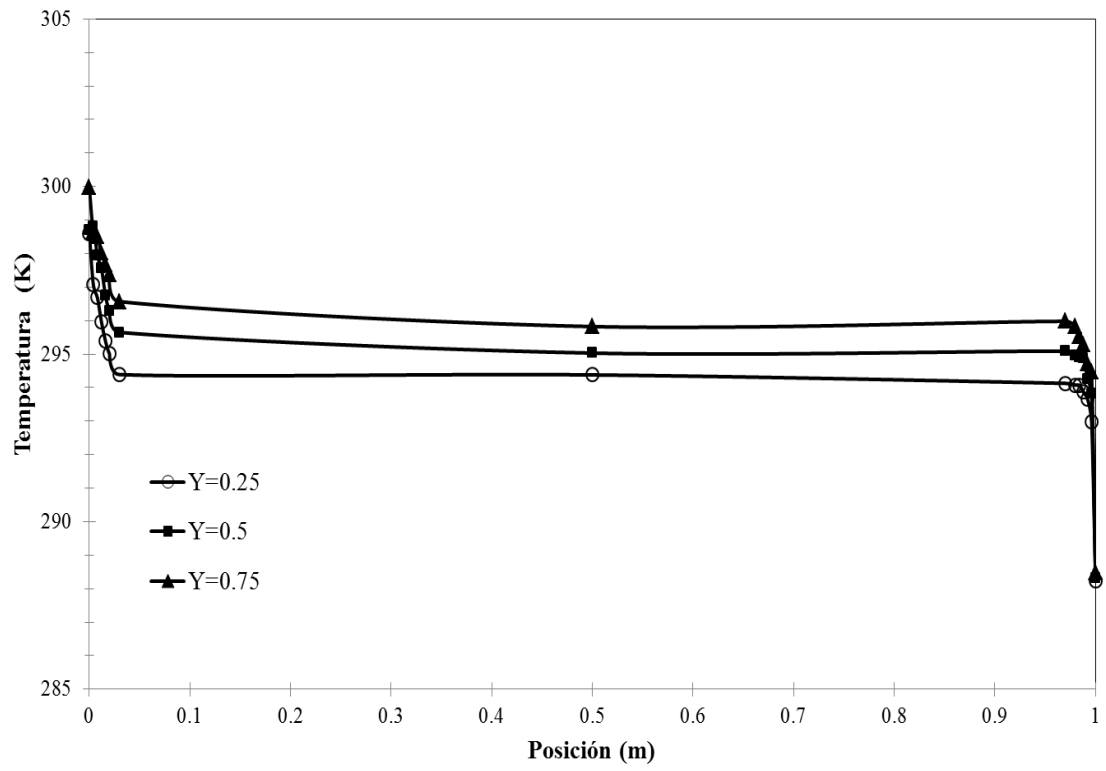


Figura 4.7 Perfiles de temperatura experimentales para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).

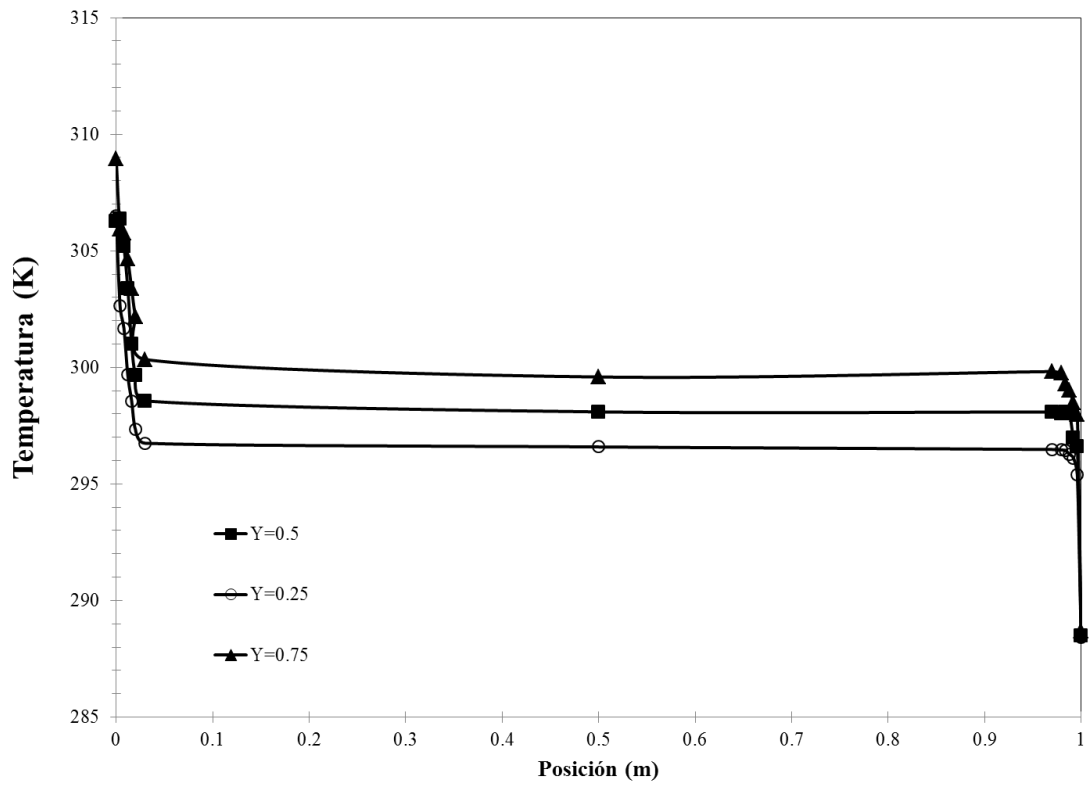


Figura 4.8 Perfiles de temperatura experimentales para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).

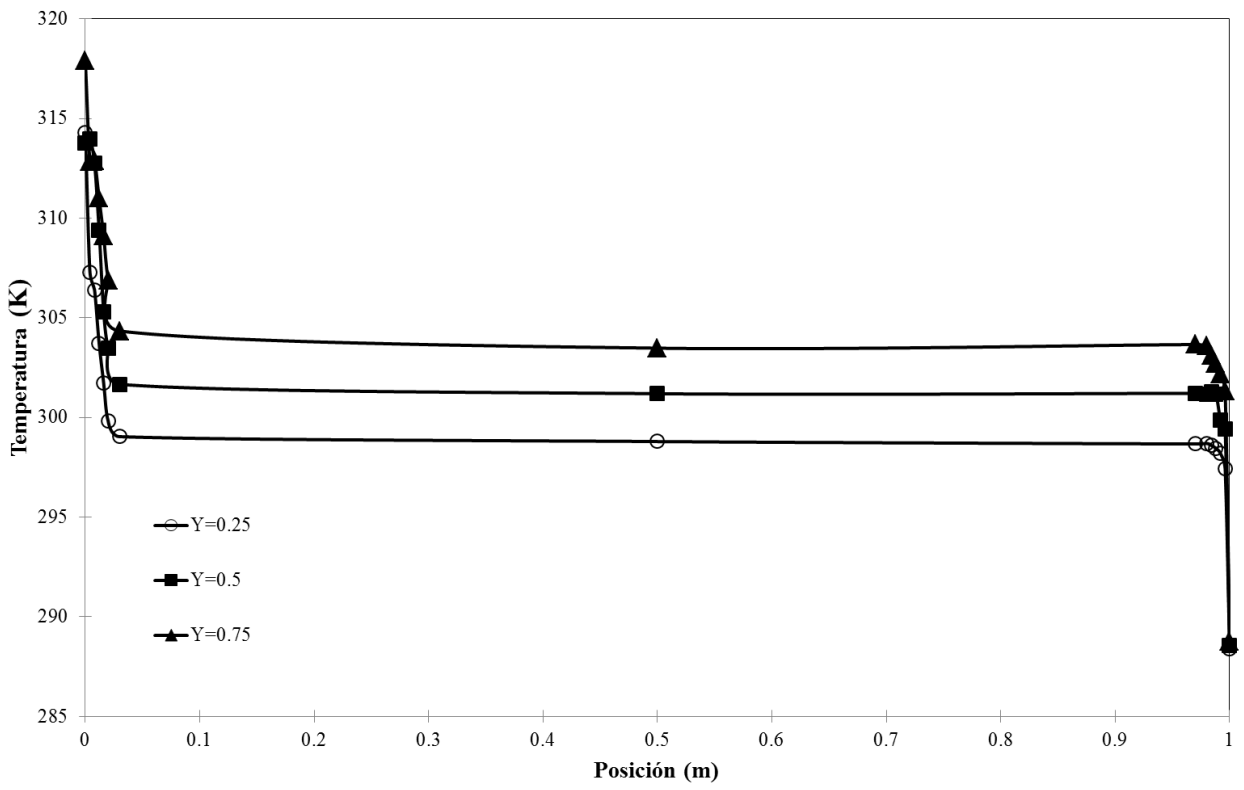


Figura 4.9 Perfiles de temperatura experimentales $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).

Tabla 4.1 Diferencias entre las temperaturas del fluido a una altura de 0.25 m y 0.75 m para las diferentes posiciones en la dirección X.

$Ra^* = 1.355 \times 10^{10}$		$Ra^* = 3.346 \times 10^{10}$		$Ra^* = 5.211 \times 10^{10}$	
x (m)	ΔT (°C)	x (m)	ΔT (°C)	x (m)	ΔT (°C)
0	1.4	0	2.5	0	3.6
0.004	1.6	0.004	3.3	0.004	5.5
0.008	1.8	0.008	4.1	0.008	6.5
0.012	2.1	0.012	5.0	0.012	7.3
0.016	2.3	0.016	4.8	0.016	7.4
0.02	2.4	0.02	4.9	0.02	7.1
0.03	2.2	0.03	3.6	0.03	5.3
0.5	1.4	0.5	3.0	0.5	4.7
0.97	1.9	0.97	3.3	0.97	5.0
0.98	1.8	0.98	3.3	0.98	4.9
0.984	1.5	0.984	2.9	0.984	4.5
0.988	1.4	0.988	2.8	0.988	4.3
0.992	1.1	0.992	2.4	0.992	4.0
0.996	1.5	0.996	2.6	0.996	3.9
1	0.2	1	0.3	1	0.4

En la Tabla 4.2 se muestran las diferencias entre las temperaturas del fluido en posiciones en la dirección x correspondientes a 0.97 m y 0.03 m. Los valores de las diferencias de temperatura se encuentran entre 0.68 °C y 0.26 °C, por lo que se confirma que en la región externa a las capas límite, la temperatura del fluido permanece casi constante a lo largo de la cavidad.

Tabla 4.2 Diferencias entre las temperaturas del fluido a una longitud de 0.03 m y 0.75 m para diferentes posiciones en la dirección X.

$Ra^* = 1.355 \times 10^{10}$		$Ra^* = 3.346 \times 10^{10}$		$Ra^* = 5.211 \times 10^{10}$	
y (m)	ΔT (°C)	y (m)	ΔT (°C)	y (m)	ΔT (°C)
0.25	0.6	0.25	0.5	0.25	0.7
0.5	0.6	0.5	0.5	0.5	0.5
0.75	0.3	0.75	0.3	0.75	0.4

4.4 Comparación de los perfiles de temperatura numéricos y experimentales.

En las Figuras 4.10-4.18 se presenta la comparación entre los resultados teóricos y los experimentales. En la Figura 4.10 se muestran los resultados teóricos y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$, se aprecia que el perfil de temperatura experimental presenta valores ligeramente mayores al perfil resultante del estudio numérico, excepto los puntos tomados entre 0.95 m y 0.98 m donde ambos perfiles concuerdan bien. La comparación de los resultados teóricos y experimentales para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ en $y=0.5$ m se pueden observar en la Figura 4.11, donde para posiciones mayores a 0.03 m los perfiles se van separando hasta registrar variaciones de aproximadamente 2°C. Sin embargo en la región cercana a la pared caliente, dentro de la capa límite térmica, los perfiles son muy cercanos. Para la altura de 0.75 m y $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$, vemos en la Figura 4.12 que los datos numéricos presentan temperaturas apreciablemente mayores a las de los datos experimentales. En $x=0$, se tienen diferencias de aproximadamente 12 °C y conforme se avanza en el eje x esta diferencia se hace más pequeña, aunque los valores se encuentran por encima de 6°C.

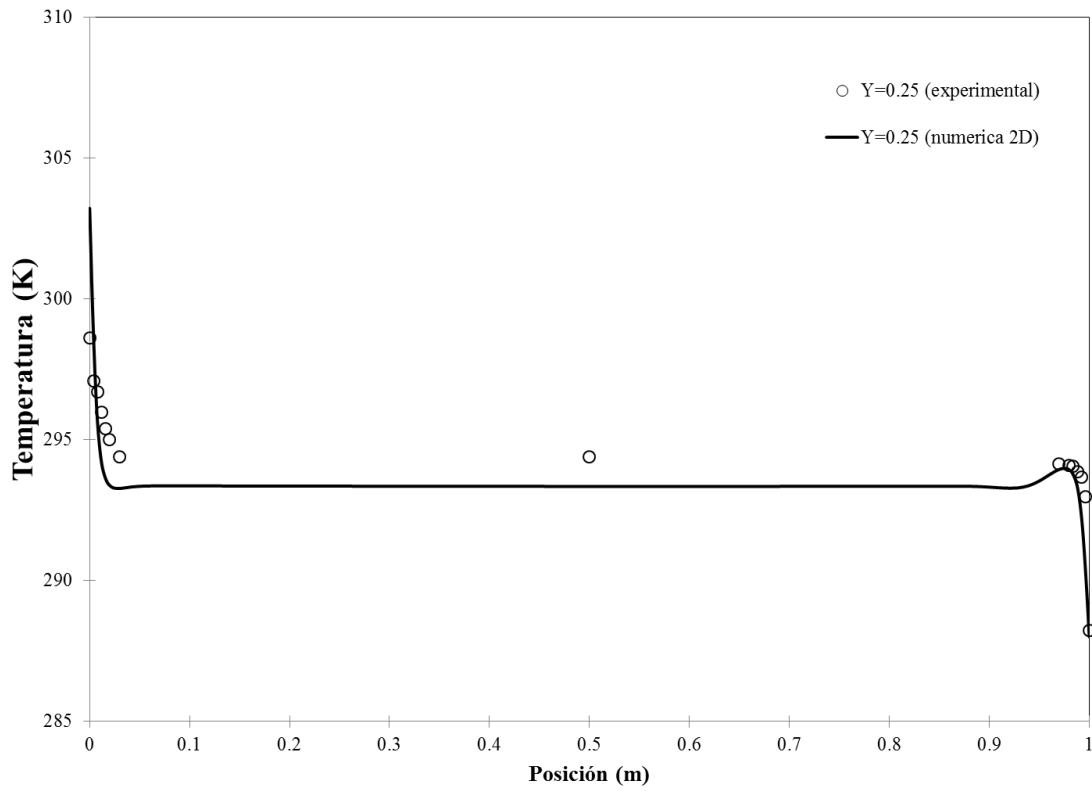


Figura 4.10 Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25\text{m}$ para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39\text{ W}$).

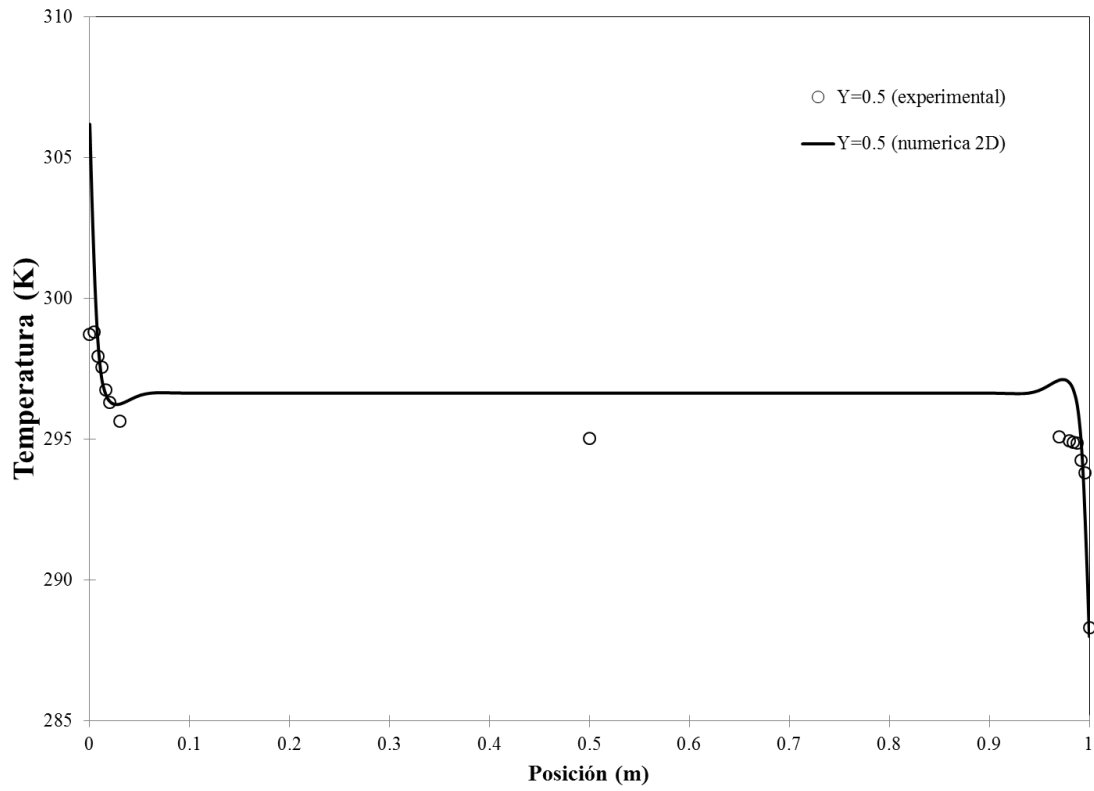


Figura 4.11 Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5\text{m}$ para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39\text{ W}$).

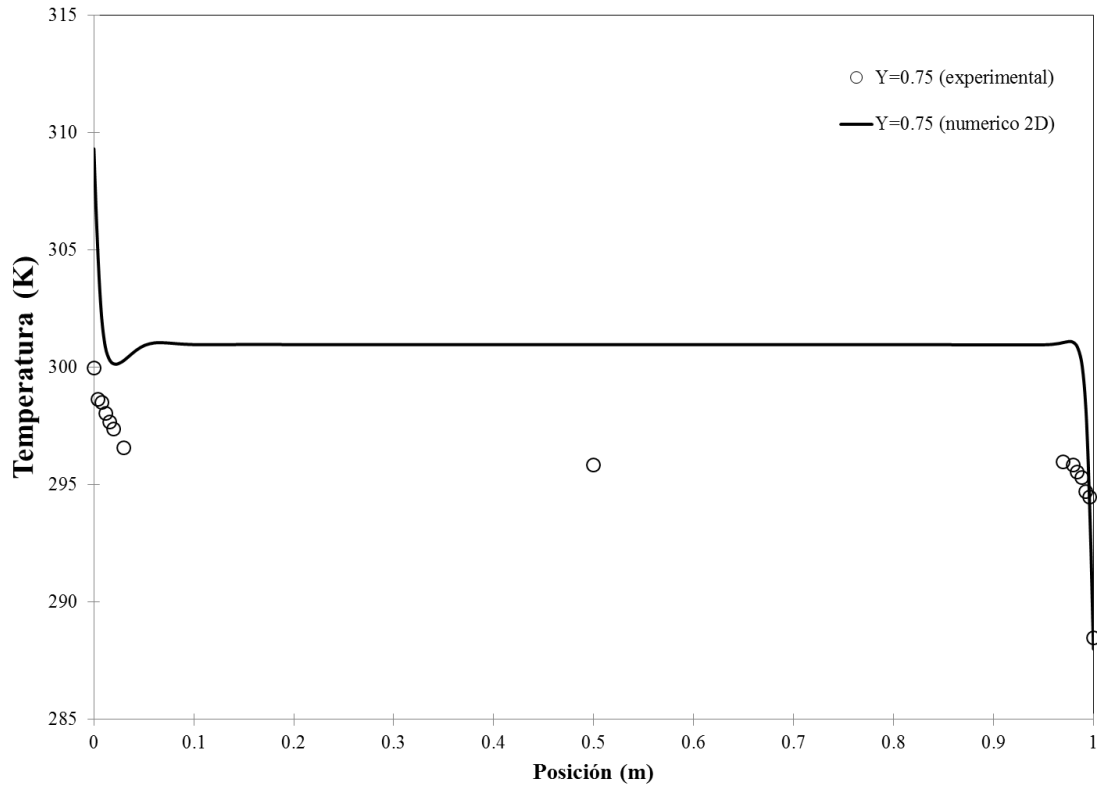


Figura 4.12 Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75\text{m}$ para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39\text{ W}$).

La Figura 4.13 presenta la comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25\text{m}$ para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$, se aprecia que la diferencia en los perfiles es pequeña desde una distancia aproximada de 0.04 m a 0.9 m; sin embargo entre 0.9 m y 0.95 m las diferencias entre los perfiles se incrementan, siendo los resultados numéricos mayores a los experimentales. En la Figura 4.14 se muestra la comparación de los perfiles numérico y experimental para una altura de 0.5m y $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ y se puede observar que la diferencia entre los perfiles es pequeña en entre 0.02 y 0.03 m, sin embargo posteriormente se presentan diferencias de 5°C aproximadamente. La comparación de los perfiles para $y=0.75\text{ m}$ y $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ se presenta en la Figura 4.15, donde se observa una marcada diferencia entre los resultados numéricos y experimentales, que se encuentran entre 7°C cerca de la posición 0.01 y 10°C conforme se avanza en el eje.

En la Figura 4.16 se muestra los perfiles numérico y experimental correspondientes a $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ y una altura de 0.25 m, se puede observar que el perfil numéricos presenta ondulaciones y que las diferencias de temperatura son aproximadamente de 3°C con respecto al perfil experimental, excepto en la región cercana a la pared caliente donde existe una buena concordancia. La Figura 4.17, presentan los resultados numéricos y experimentales para $y=0.5\text{ m}$ y $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$, de nuevo el perfil numérico tiene un comportamiento ondulatorio y las diferencias entre los perfiles son de aproximadamente 5°C .

Finalmente, los perfiles numérico y experimentales para $y=0.75\text{ m}$ y $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ se pueden observar en la Figura 4.18, en donde los valores de temperatura estimados numéricamente son mayores a los obtenidos experimentalmente, situación que se ha presentado en las gráficas anteriores a excepción de la Figura 4.10. Por otro lado también se pueden observar dos protuberancias dentro de la línea del perfil de temperatura numérico, el primero de ellos entre 0.1 m y 0.12 m y el segundo entre 0.3 m y 0.62 m. Las diferencias de temperatura entre los perfiles numérico y experimental son de alrededor de 6°C .

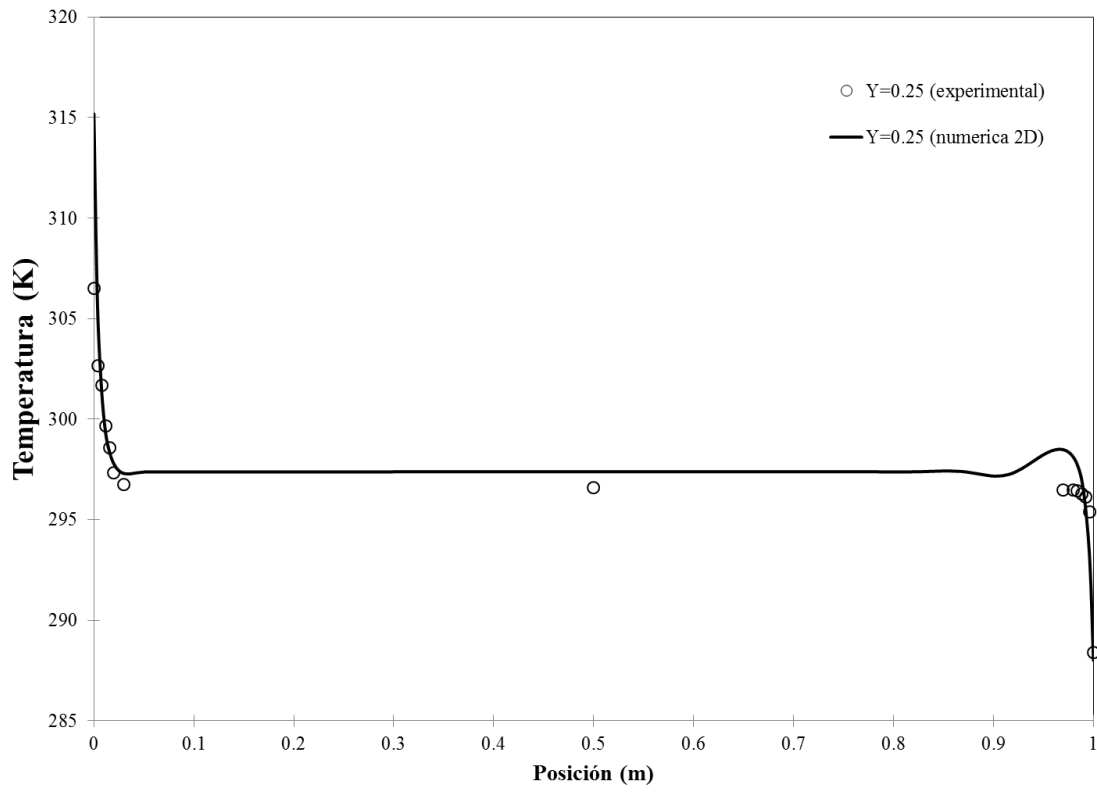


Figura 4.13 Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25\text{m}$ para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96\text{ W}$).

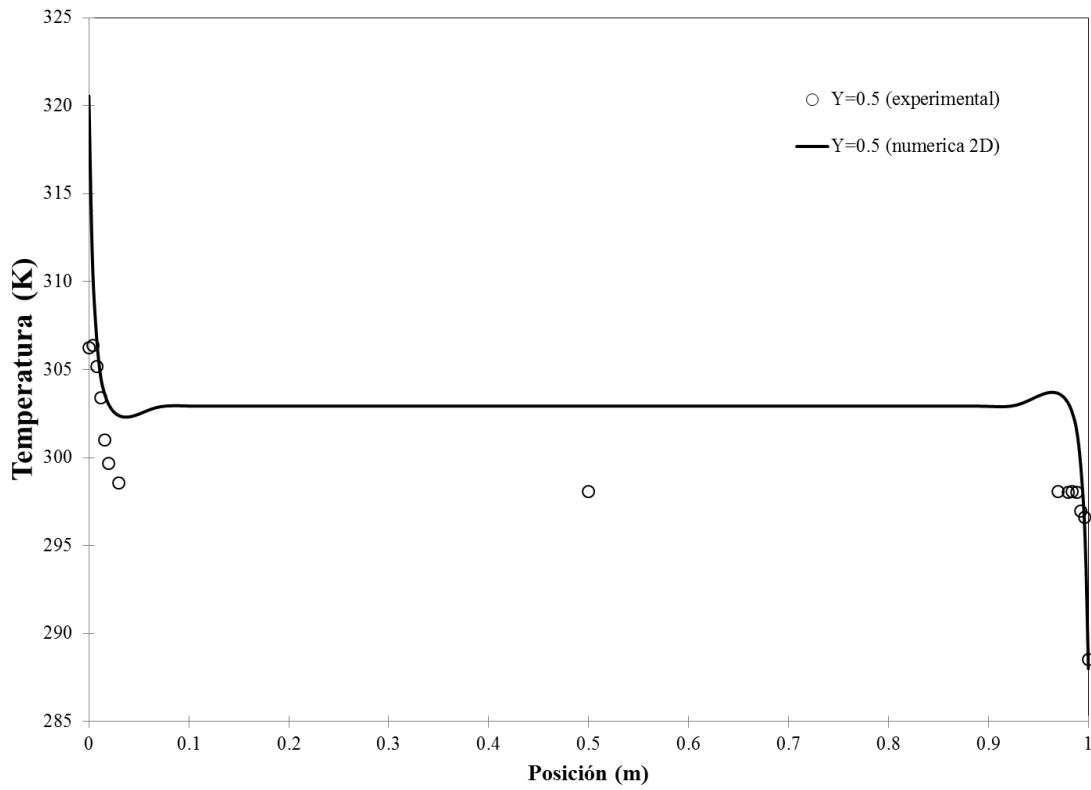


Figura 4.14 Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5\text{m}$ para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96\text{ W}$).

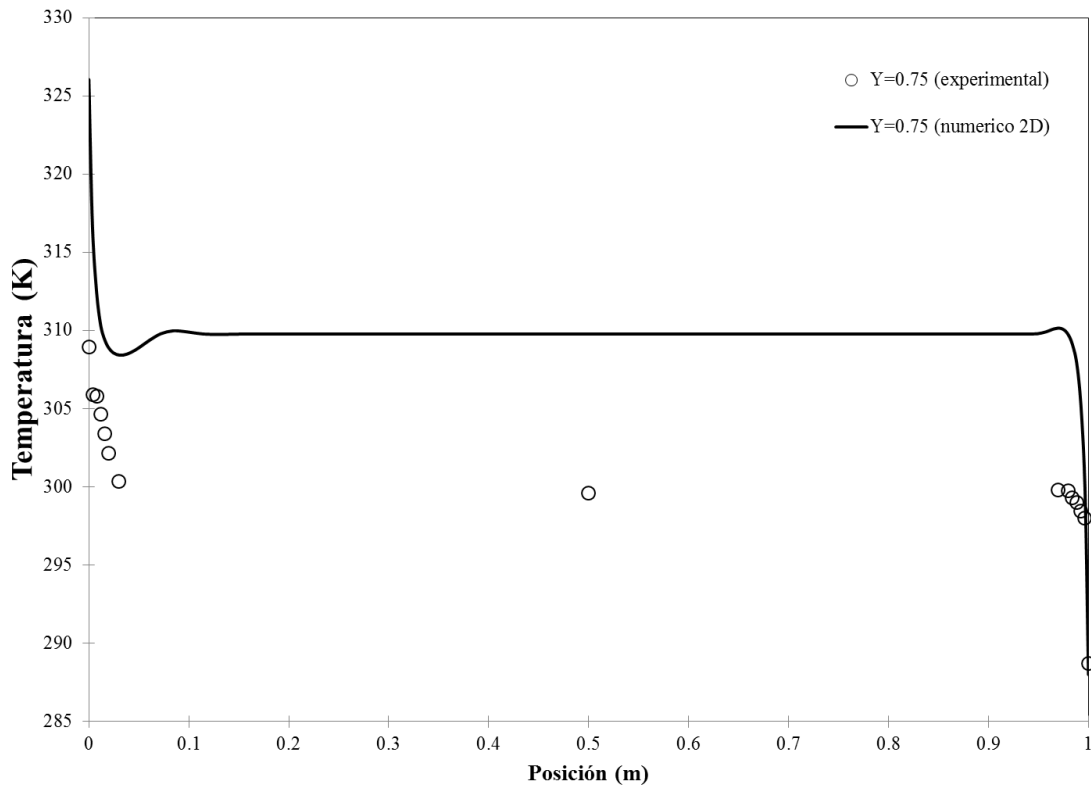


Figura 4.15 Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75\text{m}$ para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96\text{ W}$).

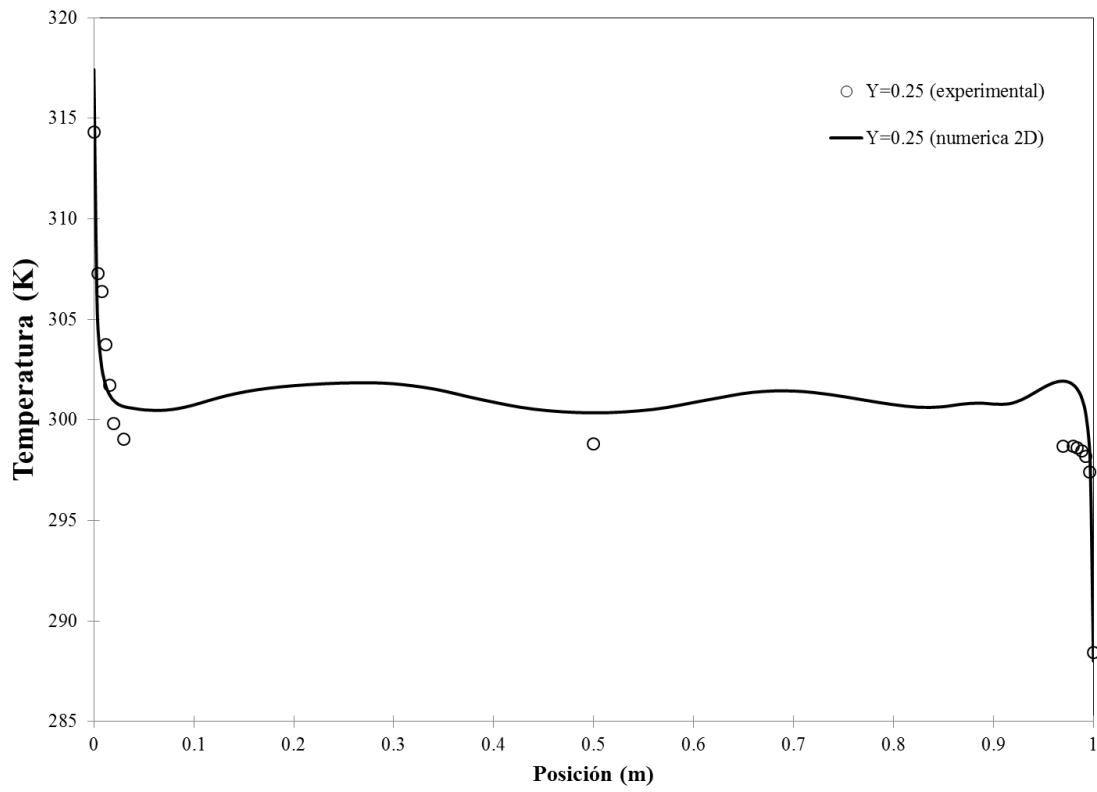


Figura 4.16 Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25\text{m}$ para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150\text{ W}$).

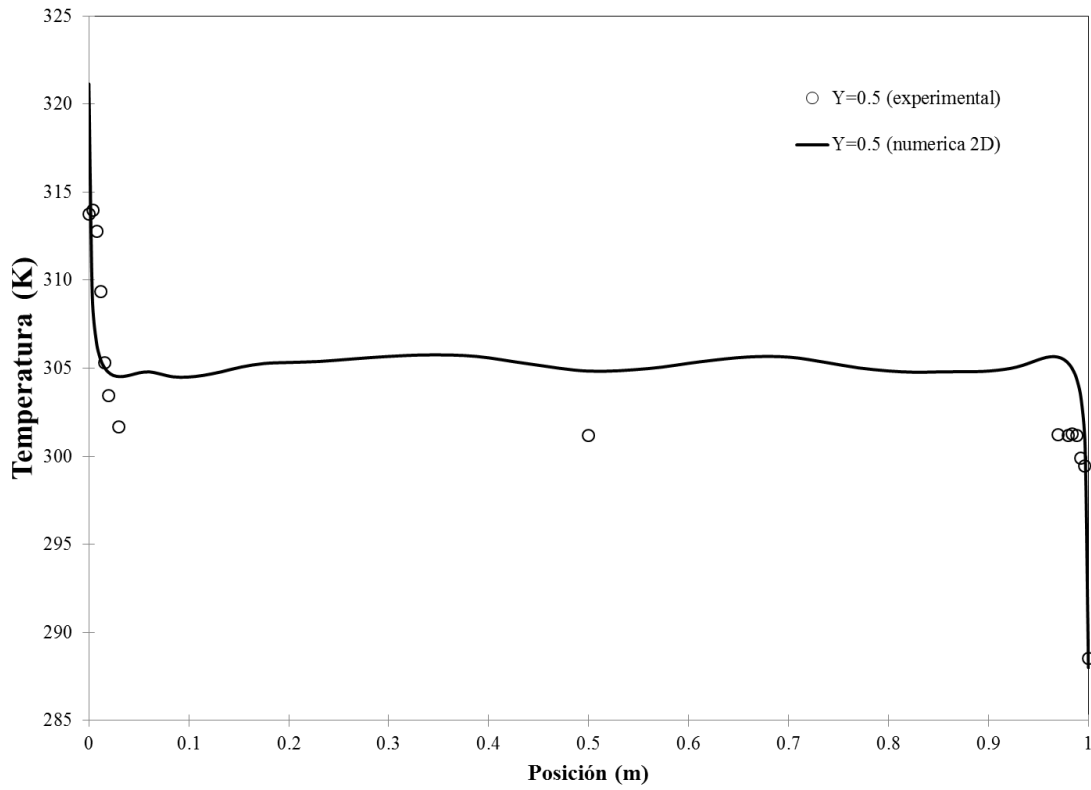


Figura 4.17 Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5\text{m}$ para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150\text{ W}$).

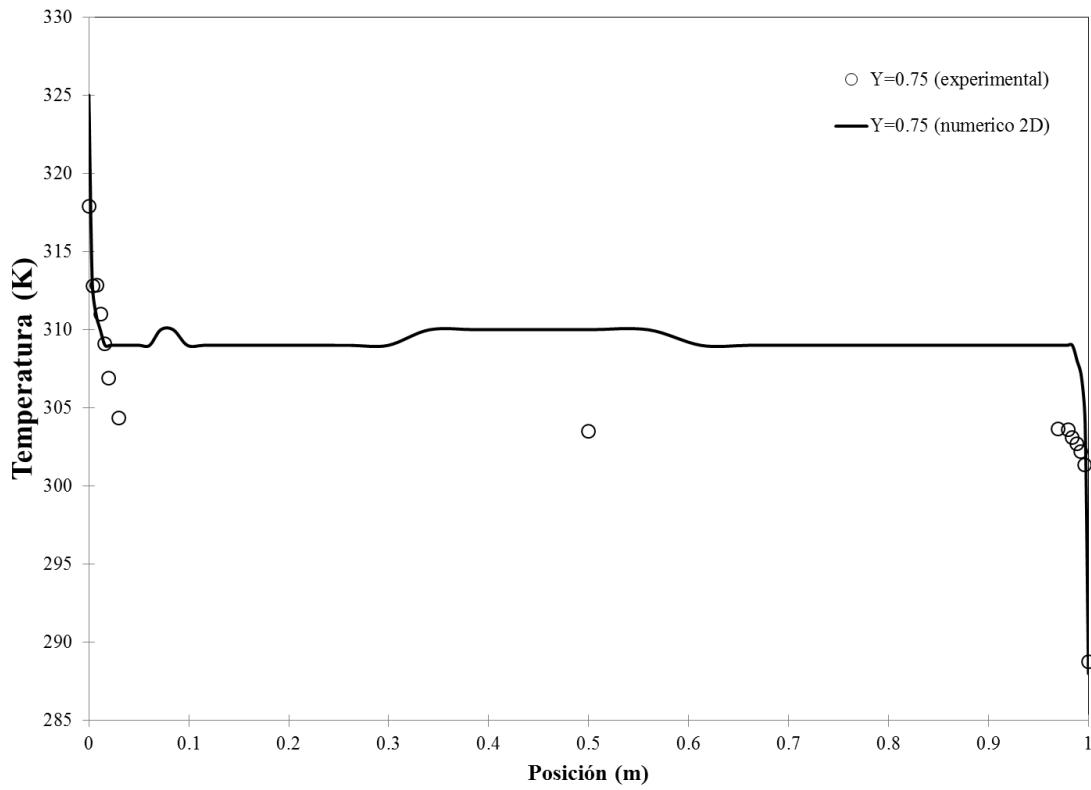


Figura 4.18 Comparación de resultados teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75\text{m}$ para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150\text{ W}$).

En forma complementaria a la comparación gráfica de los resultados numéricos y experimentales, se realizó una evaluación cuantitativa obteniendo las diferencias porcentuales para cada valor experimental, para lo cual se llevó a cabo una interpolación de los datos numéricos y una predicción de los valores correspondientes en las posiciones en donde se hicieron las mediciones experimentales. Los resultados se presentan en las figuras de 4.19-4.27.

La Figura 4.19 presenta las diferencias porcentuales para una altura de 0.25 m y $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$, los valores se encuentran entre 0.07 % ($x=1$ m) y 1.52 % ($x=0$ m), con un valor promedio de 0.42 %. Para $y=0.5$ m y $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ en la Figura 4.20, se observan diferencias porcentuales entre 3.55 % en $x=0.03$ m y 0.11 % en $x=1$ m, con un valor promedio de 1.7 %. Las diferencias porcentuales correspondientes a $y=0.75$ m y $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ se pueden apreciar en la Figura 4.21, se observa en $x=0$ m la diferencia porcentual más alta con 3.1 %, mientras que menor diferencia porcentual se presenta en $x=0.996$ m con 0.23 %, con un valor promedio de 1.34 %.

Las diferencias porcentuales para una altura de 0.25 m y $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$, se muestran en la Figura 4.22. La diferencia máxima es de 2.84 % en $x=0$ m y la mínima de 0.06 % en $x=0.016$ m con un valor promedio de 0.5 %. En la Figura 4.23 se presentan los resultados para $y=0.5$ m y $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ en donde se puede apreciar diferencias porcentuales entre 7.33 % ($x=0.03$ m) y 0.17 % ($x=1$ m) con una diferencia promedio del 3.57 %. En la Figura 4.24, se aprecia una diferencia promedio de 2.63 %, con un valor máximo de 5.51 % en $x=0$ m y un valor mínimo de 0.23 % en $x=1$ m.

Para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ y una altura de 0.25 m la Figura 4.25, muestra una diferencia promedio de 1.81%, con un valor máximo de 3.78% en $x=0.02$ m y un valor mínimo de 0.15 % en $x=1$ m. Para $y=0.5$ m y $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ en la Figura 4.26 observamos una diferencia porcentual de 0.06 % en 0.016 m y de 2.35 % en $x=0$ m, obteniendo un valor promedio de 1.17 %. Para finalizar, las diferencias para $y=0.75$ m y $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ se presentan en la figura 4.27, con un valor promedio de 1.22 %, un máximo de 2.23% en $x=0$ m y un mínimo de 0.18% en $x=0.004$ m

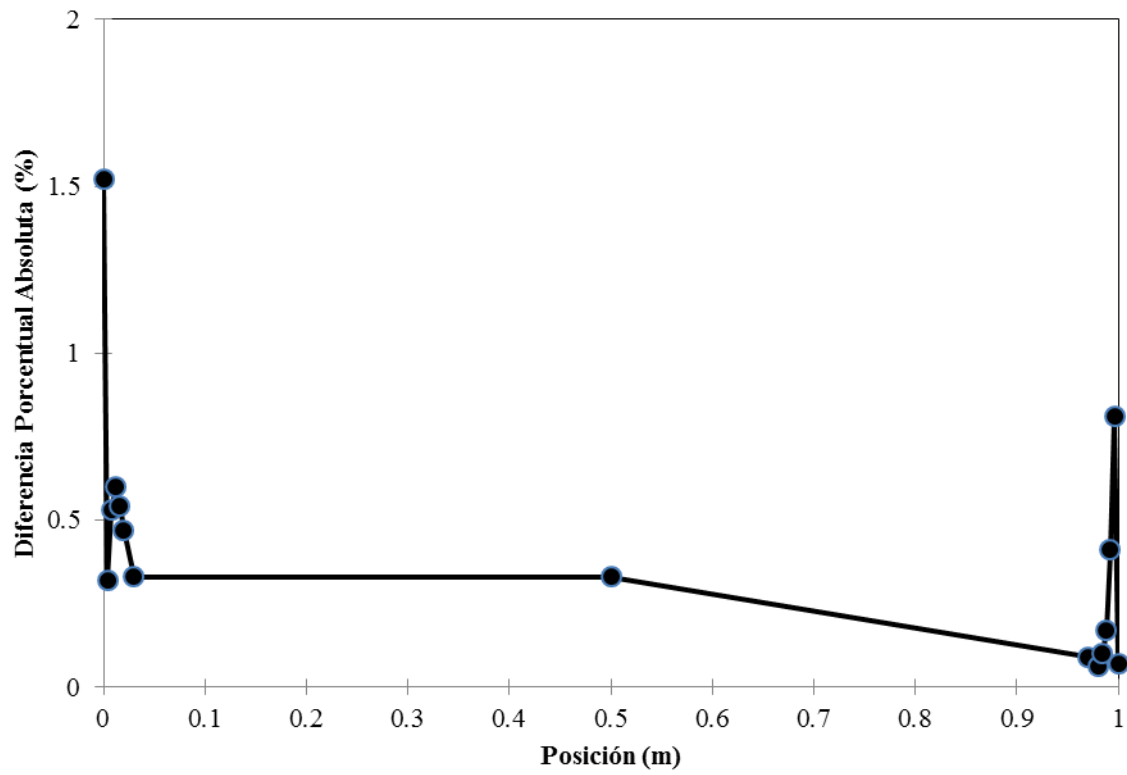


Figura 4.19 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).

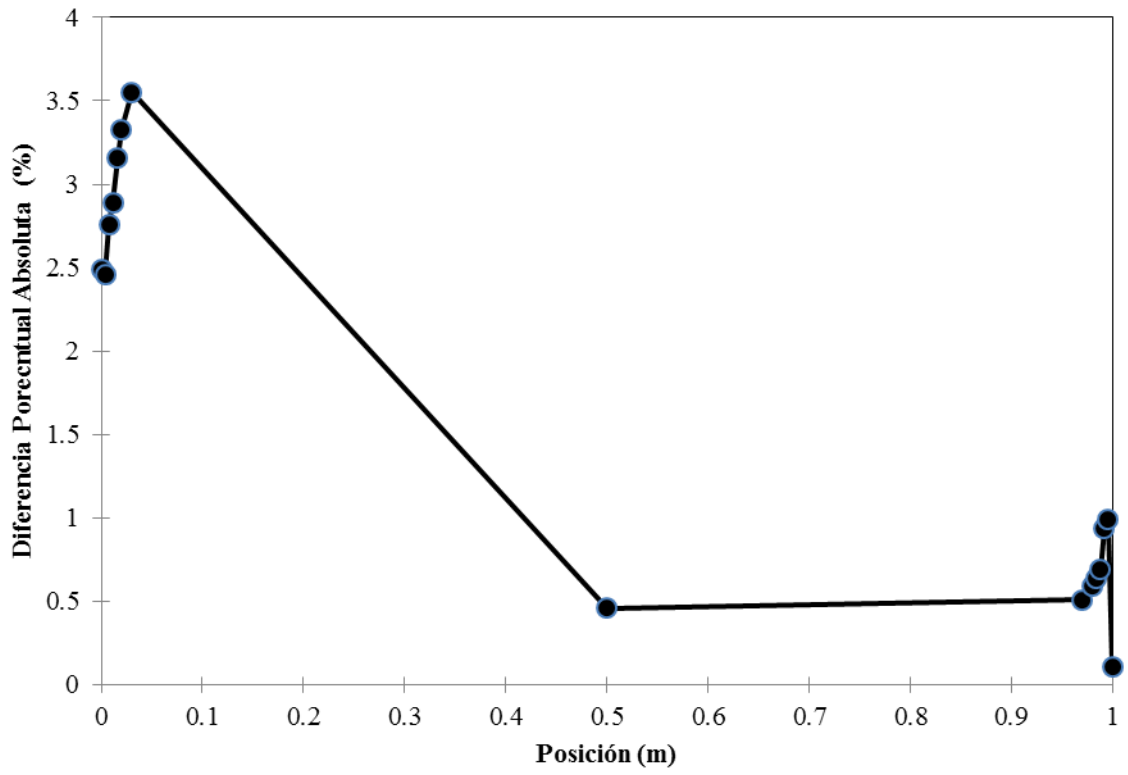


Figura 4.20 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).

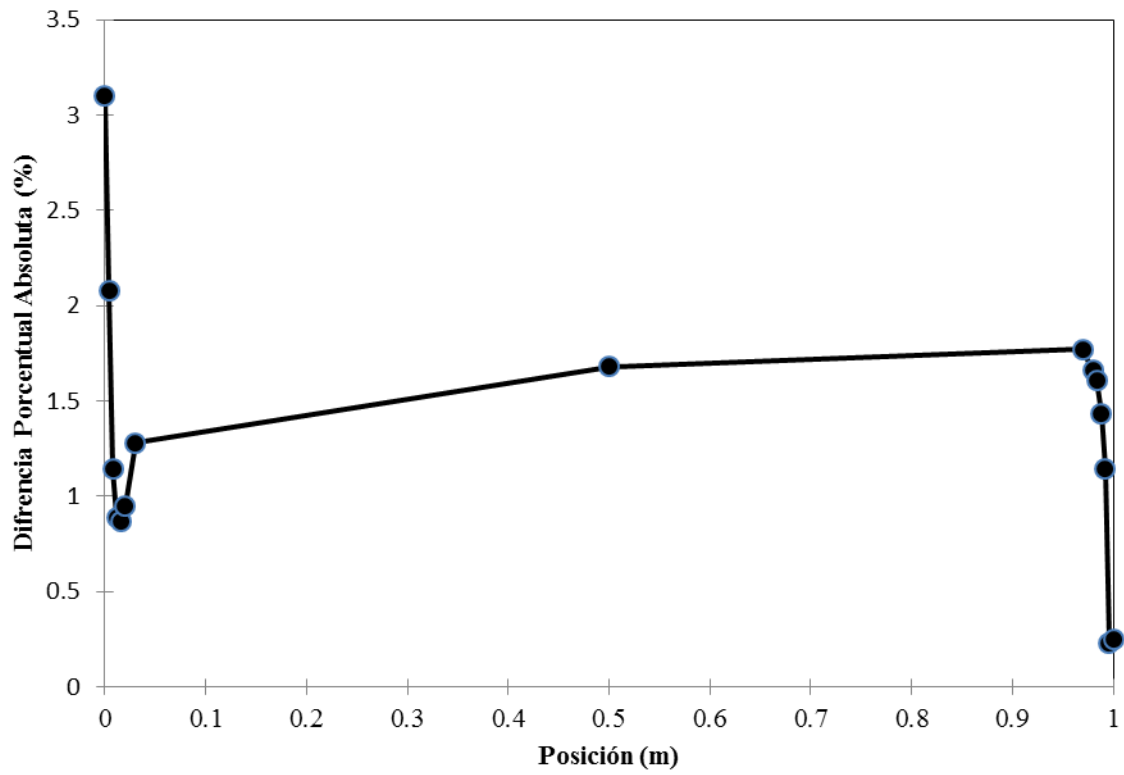


Figura 4.21 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).

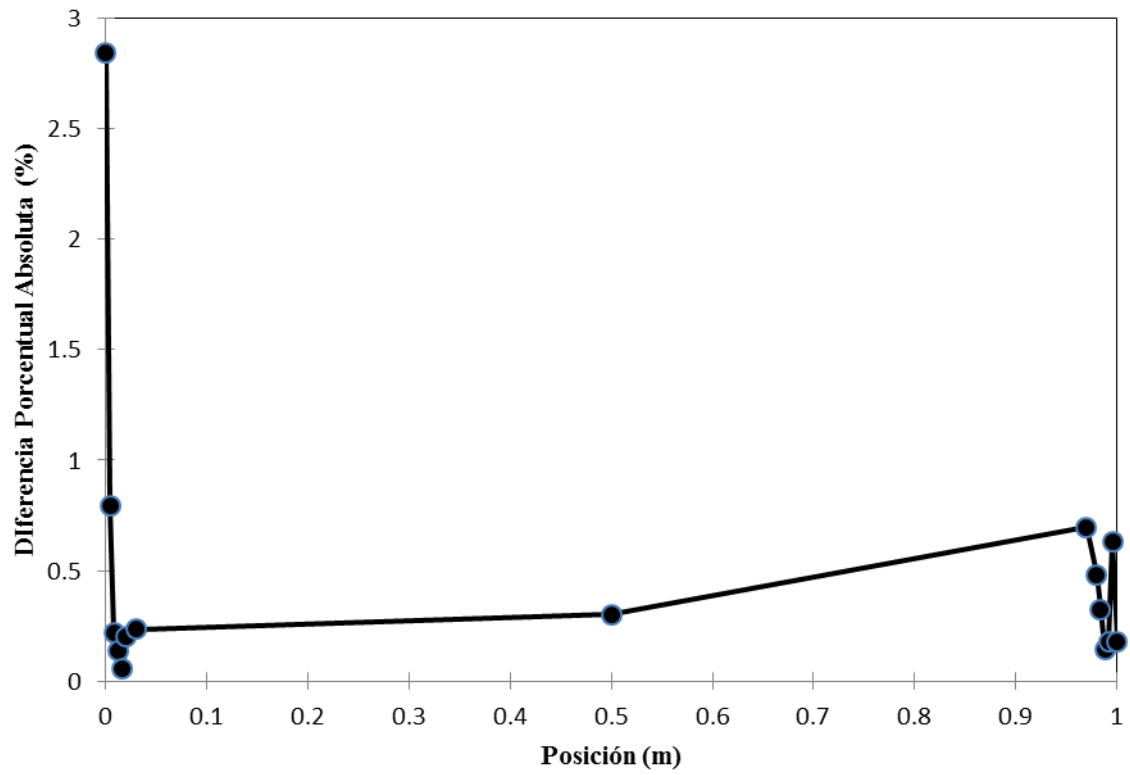


Figura 4.22 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).

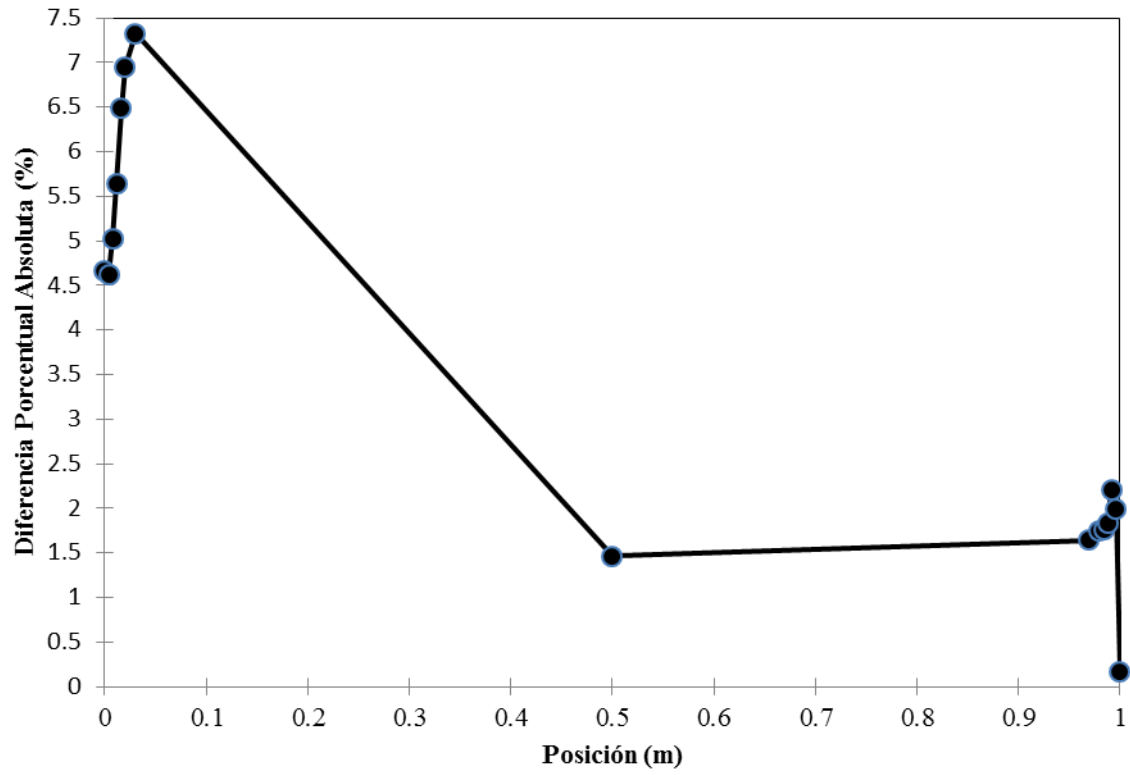


Figura 4.23 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).

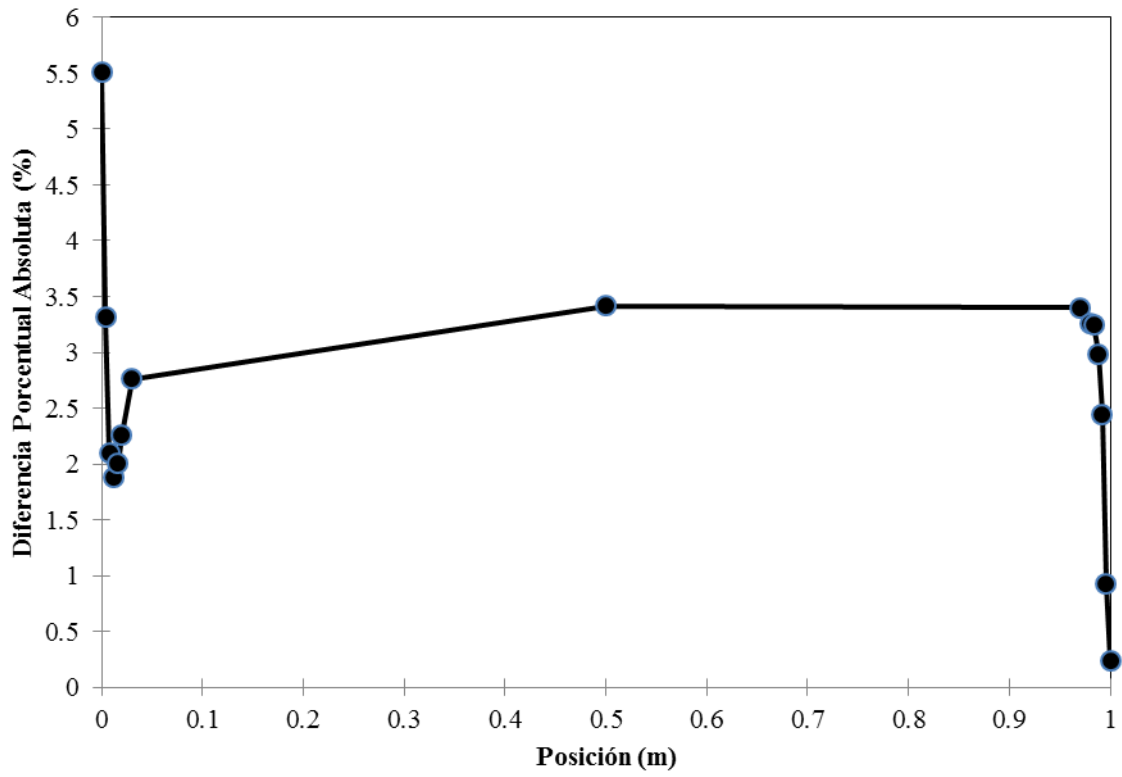


Figura 4.24 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).

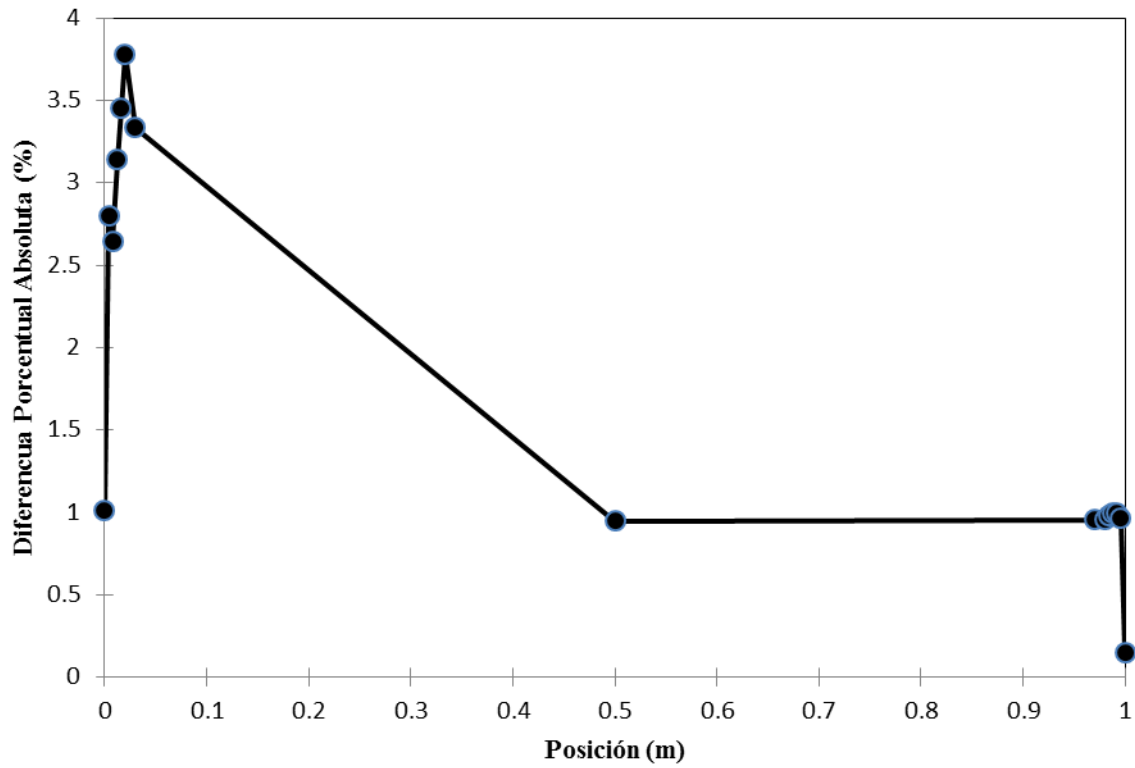


Figura 4.25 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales a una altura de 0.25 m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).

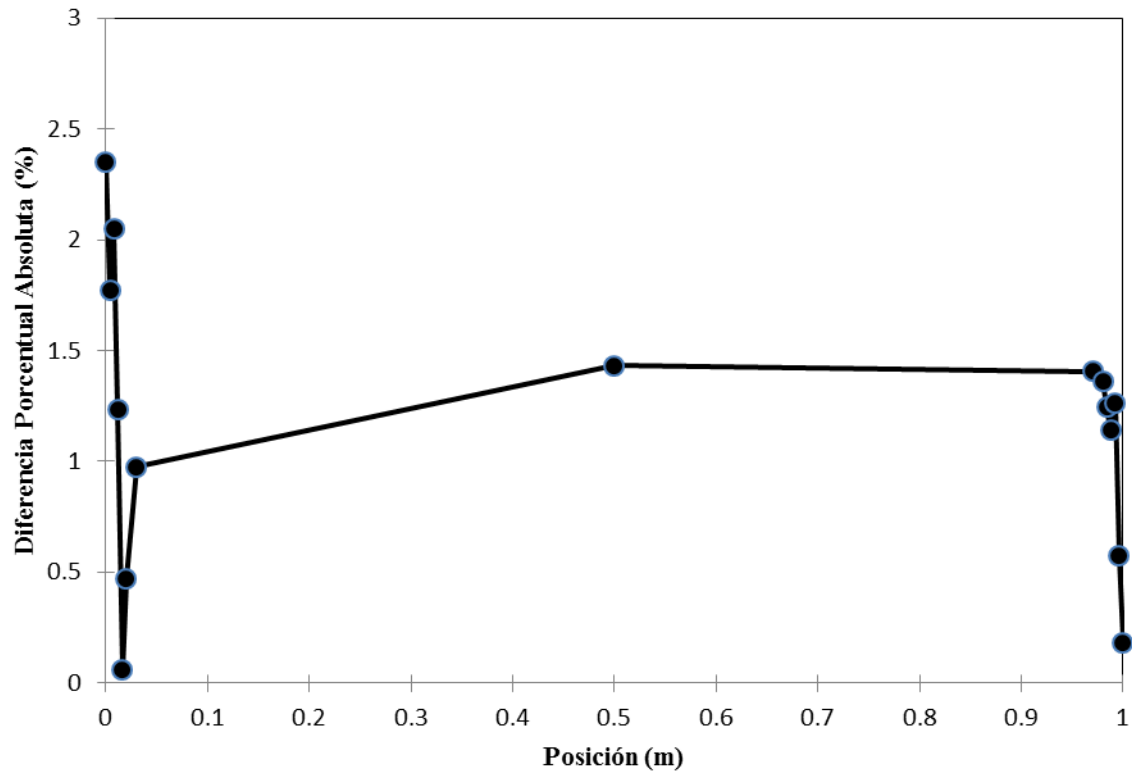


Figura 4.26 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales a una altura de 0.5 m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).

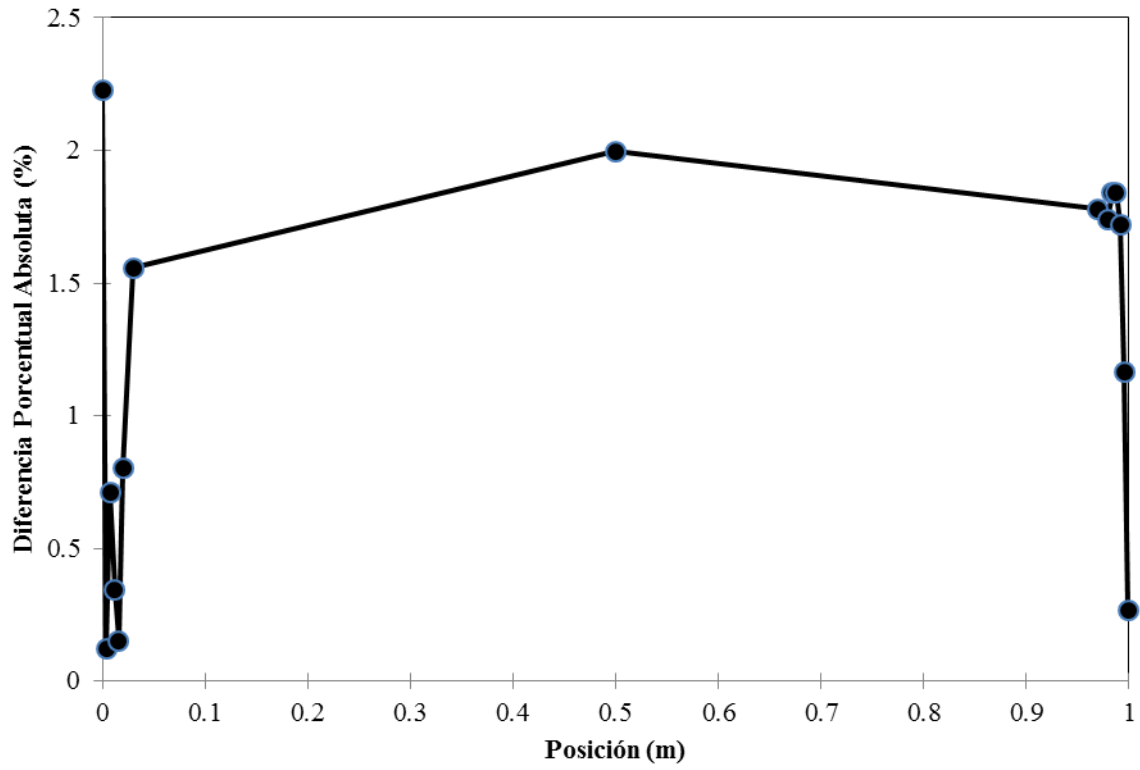


Figura 4.27 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales a una altura de 0.75 m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).

4.5 Resultados de coeficientes de transferencia de calor numéricos y experimentales.

La Tabla 4.3 presenta los valores promedio del coeficiente convectivo y el número de Nusselt obtenidos numéricamente, para los distintos valores del número de Rayleigh modificado (Ra^*). Se puede apreciar que el coeficiente convectivo y el número de Nusselt aumentan con el número de Rayleigh. Al aumentar el Ra^* de 1.355×10^{10} a 5.211×10^{10} , el incremento porcentual en el coeficiente convectivo promedio y el número de Nusselt promedio es de alrededor de 16 %.

En la Tabla 4.4 se muestran los valores experimentales promedio del coeficiente convectivo y el número de Nusselt, para los distintos valores del número de Rayleigh modificado (Ra^*). Tanto el coeficiente convectivo como el número de Nusselt aumentan con el número de Rayleigh. La variación porcentual en el coeficiente convectivo promedio y el número de Nusselt promedio, al aumentar el Ra^* de 1.355×10^{10} a 5.211×10^{10} , es de 55 %.

Tabla 4.3 Resultados de los coeficientes de transferencia de calor numéricos.

Q (W/m ²)	Ra*	\bar{h} (W/m ² -°C)	Nu _{promedio}
39	1.355×10^{10}	3.99	165
96	3.346×10^{10}	4.35	180
150	5.211×10^{10}	4.63	191

Tabla 4.4 Resultados de los coeficientes de transferencia de calor experimentales.

Q (W/m ²)	Ra*	\bar{h} (W/m ² -°C)	Nu _{promedio}
39	1.355×10^{10}	3.54	136
96	3.346×10^{10}	5.03	193.6
150	5.211×10^{10}	5.50	211.5

La Tabla 4.5 presenta las diferencias porcentuales entre los resultados experimentales y numéricos del coeficiente convectivo y el número de Nusselt. Para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$, los resultados numéricos son mayores a los experimentales con diferencias porcentuales entre los coeficientes convectivos de -12.71% y los números de Nusselt de -21.32%. A partir de $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ los resultados numéricos son menores a los experimentales, teniéndose para este valor del número de Rayleigh modificado diferencias porcentuales de 13.52% para el coeficiente convectivo y de 7.02% para el número de Nusselt. Finalmente cuando $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$, se presentaron diferencias porcentuales de 15.82% y 9.69% para el coeficiente convectivo y el número de Nusselt respectivamente.

Tabla 4.5 Diferencias porcentuales entre los coeficientes de transferencia de calor experimentales y numéricos.

Q (W/m ²)	Ra*	\bar{h} (W/m ² -°C)	Nu _{promedio}
39	1.355×10^{10}	-12.71	-21.32
96	3.346×10^{10}	13.52	7.02
150	5.211×10^{10}	15.82	9.69

CAPÍTULO V

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 Conclusiones

En este trabajo de tesis se llevó a cabo un estudio numérico y experimental de la transferencia de calor en una cavidad cúbica cerrada. Para la parte numérica se utilizó el software de dinámica de fluidos computacional Fluent 6.3 con el modelo de turbulencia $k-\epsilon$ estándar. Para la parte experimental se construyó un prototipo de cavidad donde se obtuvieron resultados para diferentes flujos calor en una de las paredes verticales y manteniendo la pared vertical opuesta a la que recibe flujo de calor a una temperatura uniforme y constante de 288 K, mientras que las demás paredes se mantuvieron aisladas térmicamente.

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

1. Se observó un movimiento ascendente del fluido por la pared vertical que recibe el flujo de calor (izquierda) y un movimiento descendente en la pared vertical isotérmica (derecha). En las esquinas superior izquierda e inferior derecha se apreciaron remolinos debido al choque del fluido ascendente y descendente con las paredes horizontales que produjeron un cambio de dirección del fluido. El movimiento ascendente formó una capa límite hidrodinámica con un espesor promedio de alrededor de 0.03 m y un espesor máximo de 0.05 m
2. El comportamiento de las isotermas indica la formación de capas límite térmicas adyacentes a las paredes verticales. También se aprecia una zona extensa en el centro en donde la temperatura del fluido se mantiene casi constante. Los espesores de capa límite térmica variaron en la pared isotérmica entre 0.008 m y 0.012 m. En la pared caliente, se reportó un espesor de capa límite de 0.03 m.
3. La comparación entre los perfiles de temperatura medidos experimentalmente y los obtenidos numéricamente, arrojó diferencias porcentuales absolutas entre 0.42% y 3.57 %, dando una diferencia porcentual promedio de 1.6 %.

4. Al comparar los resultados experimentales y numéricos del número de Nusselt y el coeficiente de transferencia de calor, se encontró que para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$, los resultados numéricos son mayores a los experimentales con diferencias porcentuales entre los coeficientes convectivos de -12.71% y los números de Nusselt de -21.32%. A partir de $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ los resultados numéricos son menores a los experimentales, teniéndose para este valor del número de Rayleigh modificado diferencias porcentuales de 13.52% para el coeficiente convectivo y de 7.02% para el número de Nusselt. Finalmente cuando $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$, se presentaron diferencias porcentuales de 15.82% y 9.69% para el coeficiente convectivo y el número de Nusselt respectivamente.

5.2 Recomendaciones

Para ampliar los resultados obtenidos en estudios posteriores se recomienda:

- Ampliar el estudio de la transferencia de calor variando la inclinación de la cavidad.
- Llevar a cabo un estudio de la transferencia de calor incluyendo el intercambio radiativo entre las paredes.
- Efectuar el estudio con una mayor instrumentación de la cavidad para obtener más información experimental de los campos de temperatura y de velocidad en la cavidad.
- Modificar la condición de frontera de la pared con flujo de calor a una superficie isotérmica.

BIBLIOGRAFÍA

1. Key World Energy Statistics (2008) International Energy Agency (IEA).
2. Comisión Federal de Electricidad(2009).
3. INEGI. XII Censo General de Población y Vivienda (2000).
4. Secretaría de Economía NOM-008-ENER-2001.
5. Secretaría de Economía NMX-140-CH-IMNC-2002.
6. Larson D. W, Viskanta R, (1976) Transient combined laminar free convection and radiation in a rectangular enclosure, *Journal of Fluid Mechanics*, 78:1:65-85.
7. Yücel A, Achariya S, Williams M.L (1989) Natural convection and radiation in a square enclosure, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 15: 261-278.
8. Tennekes H, Lumley J.L, (1972) *A first course in turbulence*, The MIT Press, 1:300.
9. Fusegi T, Farouk B, (1989) Laminar and turbulent natural convection-radiation interactions in a square enclosure filled with a non-gray gas, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 15:303-322.
10. Tan Z, Howell J, (1991) Combined radiation and natural convection in a two-dimensional participating square medium, *International Journal of Heat and Mass Transfer*,34:785-793.
11. Pérez-Segarra, Oliva A, Costa M, Escanes F (1995) Numerical experiments in turbulent natural and mixed convection in internal flows, *International Journal of Numerical Methods of Heat and Fluid Flow*, 5:13-33.
12. Akiyama M, Chong Q.P, (1997) Numerical analysis of natural convection with surface radiation in a square enclosure, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 31: 419-433.
13. Shunichi, Wakitani, (1998) Flow patterns of natural convection in an air-filled vertical cavity, *Physics of fluids*, 10: 2-8.
14. . Bahlaoui A, Raji A, (2004) Combined effect of radiation and natural convection in a rectangular enclosure discretely heated from one side, *International Journal of numerical methods for heat & fluid flow*, 16: 431-450.
15. Zhou Y, Zhang R, Staroselsky I, Chen H, (2004) Numerical simulation of laminar and turbulent buoyancy-driven flows using a lattice Boltzmann based algorithm, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47: 4869–4879.

16. Ridouane E. H, Hasnaoui M, Amahmid A, Raji A, (2004) Interaction between natural convection and radiation in a square cavity heated from below, *Numerical Heat Transfer, Part A*, 45:289-311.
17. Colomer G, Costa M, Cónsul R, Oliva A, (2004) Three-dimensional numerical simulation of convection and radiation in a differentially heated cavity using the discrete ordinates method, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47:257-269.16
18. Yang H, Zhu Z, (2008) Numerical study of three-dimensional turbulent natural convection in a differentially heated air-filled tall cavity, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35:606-612.
19. Kuznetsov G.V, Sheremet M.A (2010) Numerical simulation of turbulent natural convection in a rectangular enclosure having finite thickness walls, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 53:163-177.
20. Incropera F, DeWitt D, (1999) *Fundamentos de Transferencia de Calor*, Prentice Hall, 4:912.
21. Anderson J, (1995) *Computational fluid dynamics*, McGraw-Hill,1:538.
22. Tannehill J, Anderson D, Pletcher R, (1997), *Computational Fluid Mechanics and Heat Transfer*, Taylor & Francis, 2:792.
23. Schetz J, (1984) *Foundations of Boundary Layer Theory for Momentum, Heat, and Mass Transfer*, Prentice-Hall, 1:309.

ANEXO A
DIFERENCIAS PORCENTUALES ABSOLUTAS ENTRE RESULTADOS
EXPERIMENTALES Y NUMÉRICOS

En las Tablas A.1-A.9 se presentan las diferencias porcentuales absolutas entre los datos experimentales y numéricos, para los diferentes casos estudiados.

Tabla A.1 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y= 0.25$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).

X (m)	T _{experimental} (K)	T _{numérica} (K)	Diferencia absoluta (%)
0	298.60	303.14	1.52
0.004	297.07	298.01	0.32
0.008	296.69	295.12	0.53
0.012	295.97	294.18	0.6
0.016	295.40	293.80	0.54
0.02	295.01	293.62	0.47
0.03	294.39	293.42	0.33
0.5	294.38	293.40	0.33
0.97	294.13	293.86	0.09
0.98	294.08	293.90	0.06
0.984	294.07	293.77	0.1
0.988	293.87	293.38	0.17
0.992	293.66	292.46	0.41
0.996	292.98	290.62	0.81
1	288.24	288.03	0.07
Promedio			0.42
Desviación estándar			0.89

Tabla A.2 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y = 0.5$ m para $Ra^* = 1.355 \times 10^{10}$ ($q = 39$ W).

X (m)	T _{experimental} (K)	T _{numérica} (K)	Diferencia absoluta (%)
0	298.71	306.16	2.49
0.004	298.81	306.16	2.46
0.008	297.94	306.16	2.76
0.012	297.56	306.15	2.89
0.016	296.76	306.15	3.16
0.02	296.30	306.15	3.33
0.03	295.65	306.15	3.55
0.5	295.03	296.40	0.46
0.97	295.09	296.59	0.51
0.98	294.95	296.70	0.59
0.984	294.90	296.79	0.64
0.988	294.87	296.90	0.69
0.992	294.26	297.03	0.94
0.996	293.81	296.73	0.99
1	288.32	288.01	0.11
Promedio			1.7
Desviación estándar			0.89

Tabla A.3 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=1.355 \times 10^{10}$ ($q=39$ W).

X (m)	T _{experimental} (K)	T _{numérica} (K)	Diferencia absoluta (%)
0	299.97	309.28	3.1
0.004	298.65	304.87	2.08
0.008	298.51	301.91	1.14
0.012	298.04	300.68	0.89
0.016	297.68	300.28	0.87
0.02	297.38	300.19	0.95
0.03	296.57	300.36	1.28
0.5	295.83	300.79	1.68
0.97	295.98	301.22	1.77
0.98	295.84	300.74	1.66
0.984	295.53	300.29	1.61
0.988	295.29	299.52	1.43
0.992	294.71	298.09	1.14
0.996	294.47	295.15	0.23
1	288.47	287.76	0.25
Promedio			1.34
Desviación estándar			0.93

Tabla A.4 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).

X (m)	T _{experimental} (K)	T _{numérica} (K)	Diferencia absoluta (%)
0	306.51	315.22	2.84
0.004	302.64	305.05	0.80
0.008	301.69	301.03	0.22
0.012	299.67	299.26	0.14
0.016	298.56	298.39	0.06
0.02	297.33	297.92	0.20
0.03	296.75	297.44	0.23
0.5	296.59	297.48	0.30
0.97	296.48	298.54	0.70
0.98	296.46	297.89	0.48
0.984	296.43	297.40	0.33
0.988	296.27	296.70	0.14
0.992	296.12	295.59	0.18
0.996	295.39	293.52	0.63
1	288.41	287.89	0.18
Promedio			0.50
Desviación estándar			0.95

Tabla A.5 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).

X (m)	T _{experimental} (K)	T _{numérica} (K)	Diferencia absoluta (%)
0	306.27	320.54	4.66
0.004	306.37	320.54	4.63
0.008	305.18	320.53	5.03
0.012	303.39	320.52	5.65
0.016	301.00	320.51	6.48
0.02	299.65	320.50	6.96
0.03	298.57	320.44	7.33
0.5	298.09	302.46	1.47
0.97	298.09	302.99	1.65
0.98	298.01	303.22	1.75
0.984	298.09	303.36	1.77
0.988	298.02	303.50	1.84
0.992	296.98	303.52	2.20
0.996	296.62	302.53	1.99
1	288.50	288.02	0.17
		Promedio	3.57
		Desviación estándar	0.86

Tabla A.6 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=3.346 \times 10^{10}$ ($q=96$ W).

X (m)	T _{experimental} (°C)	T _{numérica} (°C)	Diferencia absoluta (%)
0	308.96	325.99	5.51
0.004	305.92	316.07	3.32
0.008	305.78	312.19	2.10
0.012	304.66	310.38	1.88
0.016	303.39	309.47	2.01
0.02	302.18	309.00	2.26
0.03	300.34	308.64	2.76
0.5	299.59	309.82	3.41
0.97	299.82	310.01	3.40
0.98	299.76	309.54	3.26
0.984	299.28	309.00	3.25
0.988	299.03	307.96	2.99
0.992	298.47	305.77	2.45
0.996	297.98	300.76	0.93
1	288.69	288.01	0.23
		Promedio	2.65
		Desviación estándar	0.93

Tabla A.7 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.25$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).

X (m)	T _{experimental} (°C)	T _{numérica} (°C)	Diferencia absoluta (%)
0	314.30	317.47	1.01
0.004	307.30	315.91	2.80
0.008	306.40	314.52	2.65
0.012	303.73	313.27	3.14
0.016	301.72	312.15	3.46
0.02	299.81	311.14	3.78
0.03	299.04	309.01	3.33
0.5	298.79	301.63	0.95
0.97	298.67	301.53	0.96
0.98	298.70	301.56	0.96
0.984	298.60	301.52	0.98
0.988	298.45	301.42	0.99
0.992	298.19	301.15	0.99
0.996	297.42	300.29	0.96
1	288.41	287.98	0.15
		Promedio	1.81
		Desviación estándar	0.90

Tabla A.8 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.5$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).

X (m)	T _{experimental} (°C)	T _{numérica} (°C)	Diferencia absoluta (%)
0	313.77	321.15	2.35
0.004	313.96	308.39	1.77
0.008	312.77	306.36	2.05
0.012	309.37	305.55	1.24
0.016	305.31	305.13	0.06
0.02	303.46	304.89	0.47
0.03	301.67	304.61	0.97
0.5	301.19	305.51	1.43
0.97	301.21	305.44	1.41
0.98	301.16	305.27	1.36
0.984	301.29	305.04	1.25
0.988	301.17	304.60	1.14
0.992	299.87	303.65	1.26
0.996	299.43	301.15	0.57
1	288.54	288.01	0.18
		Promedio	1.17
		Desviación estándar	0.82

Tabla A.9 Diferencia porcentual entre perfiles de temperatura teóricos (2D) y experimentales en $y=0.75$ m para $Ra^*=5.211 \times 10^{10}$ ($q=150$ W).

X (m)	T _{experimental} (°C)	T _{numérica} (°C)	Diferencia absoluta (%)
0	317.89	324.97	2.23
0.004	312.82	312.44	0.12
0.008	312.86	310.64	0.71
0.012	310.99	309.93	0.34
0.016	309.09	309.56	0.15
0.02	306.89	309.34	0.80
0.03	304.34	309.08	1.56
0.5	303.48	309.54	2.00
0.97	303.66	309.06	1.78
0.98	303.60	308.89	1.74
0.984	303.12	308.69	1.84
0.988	302.71	308.29	1.84
0.992	302.19	307.39	1.72
0.996	301.33	304.84	1.16
1	288.76	288.00	0.26
		Promedio	1.22
		Desviación estándar	0.90