



EL SABER DE MIS HIJOS  
HARA MI GRANDEZA

# UNIVERSIDAD DE SONORA

---

---

DIVISIÓN DE INGENIERÍA  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA QUÍMICA Y METALURGIA

ESTUDIO NUMÉRICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR EN  
EL RECEPTOR DE UN CONCENTRADOR SOLAR DE TIPO  
FOCO PUNTUAL

## TESIS

**Que para obtener el título de  
INGENIERO QUÍMICO**

ESPECIALIDAD INGENIERÍA DE PROCESOS

PRESENTA:  
Pavel Peña Bernal

Hermosillo, Sonora,      Junio de 2008

# 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

Cuando puedes medir aquello de lo que hablas, y expresarlo con números, sabes algo acerca de ello; pero cuando no lo puedes medir, cuando no lo puedes expresar con números, tu conocimiento es pobre e insatisfactorio: puede ser el principio del conocimiento, pero apenas has avanzado en tus pensamientos a la etapa de ciencia.

***Lord Kelvin***

## **Dedicatoria**

Dedico el presente trabajo a dos personas muy especiales, mi madre y mi abuela Lucia<sup>†</sup>.

## **Agradecimientos**

A mis padres por creer y confiar en mí desde siempre, por el esfuerzo echo a lo largo mis estudios profesionales.

A mis abuelos por brindarme un segundo hogar no solo los últimos años de mi carrera si no desde antes.

A mi familia por ser el motor principal de mis acciones, por todo su apoyo y comprensión.

Agradezco también a todas las personas que he conocido durante la carrera, dentro de las aulas de clases como afuera de ellas.

Al Dr. Fernando Hinojosa Palafox por fomentar en mí todo lo relacionado con el campo de la energía, y sin su paciencia, conocimiento y ayuda desinteresada este proyecto no habría sido posible.

Agradezco a mis sinodales por sus críticas tan acertadas al proyecto, sin ellas este trabajo no presentaría calidad.

Quiero agradecer al equipo del Laboratorio de Energía, tanto a los profesores como a los alumnos que forman parte, el haberme facilitado mis actividades para llevar a cabo este proyecto.

A la Universidad de Sonora por hacerme crecer profesionalmente y llenarme de ese gran orgullo que sentimos todos los alumnos por su Alma Mater.

Sinceramente gracias a todos.

# Contenido

<b>Resumen</b> .....	<b>ii</b>
<b>Índice de figuras</b> .....	<b>iii</b>
<b>Índice de tablas</b> .....	<b>v</b>
<b>Nomenclatura</b> .....	<b>vii</b>
<b>1 Introducción</b> .....	<b>1</b>
1.1 Antecedentes.....	6
1.2 Objetivos.....	8
<b>2 Metodología</b> .....	<b>9</b>
2.1 Problema físico y matemático.....	9
2.2 Solución numérica del problema con el programa Fluent.....	17
<b>3 Resultados</b> .....	<b>28</b>
3.1 Convección natural considerando la variación de las propiedades con la temperatura.....	28
3.2 Convección natural en el receptor aplicando la simplificación de Boussinesq .....	33
3.3 Transferencia de calor.....	39
3.4 Coeficiente convectivo (h).....	43
<b>4 Conclusiones y recomendaciones</b> .....	<b>46</b>
<b>Referencias</b> .....	<b>48</b>

# Resumen

El presente trabajo está enfocado al estudio de la transferencia de calor por convección natural en el receptor de un concentrador solar de foco puntual, utilizando el software comercial de dinámica de fluidos computacional (CFD) Fluent.

Se obtuvieron los campos de temperatura y los patrones de flujo en una cavidad rectangular-cónica con una pared isotérmica y las demás paredes aisladas térmicamente. La temperatura de la pared isotérmica se varió en el intervalo 400 K - 1000 K. Se estudió también el efecto de la orientación de la cavidad variando su ángulo de inclinación de 90° a 150°. Los resultados se presentan en de gráficos de contornos de temperatura (isotermas) y líneas de corriente, así como por medio de tablas con los datos de la transferencia de calor de la pared caliente y de los valores del coeficiente convectivo ( $h$ ) de transferencia de calor del fluido (aire).

Los resultados indican que al aumentar la temperatura de la pared caliente se incrementan las pérdidas de calor en la cavidad y aumenta el coeficiente convectivo de transferencia de calor ( $h$ ). Por otro lado, se encontró que la transferencia de calor y el coeficiente convectivo son mayores en la cavidad con un ángulo de inclinación cercano a 90°.

Se compararon los resultados considerando la variación de las propiedades físicas del fluido con la temperatura y los obtenidos al utilizar la aproximación de Boussinesq, en la cual las propiedades del fluido se consideran constantes, excepto la densidad en el término de flotación de las ecuaciones de momento. La aproximación de Boussinesq sobrestimó la transferencia de calor. La diferencia mayor fue de 65.95 % ( $T_H=1000$  K y 150°) y la menor de 2.18 % ( $T_H=600$  K y 90°), con un valor promedio de 29.14 % y una desviación estándar de 27.34 %.

# Índice de figuras

Figura 1.1	Colector de canal parabólico con receptor tubular.....	2
Figura 1.2	Sistema de receptor central con reflectores distribuidos y foco puntual.....	2
Figura 1.3	Colector de plato parabólico con receptor de foco puntual..	3
Figura 1.4	Receptor de tubos directamente iluminados para un concentrador solar de plato parabólico.....	3
Figura 1.5	Balance de energía del receptor modelo tipo cavidad.....	7
Figura 1.6	Receptor modelo tipo cavidad con geometría trapezoidal...	7
Figura 1.7	Receptor tipo cavidad con particiones.....	8
Figura 2.1	Esquema del problema físico.....	10
Figura 2.2	Inclinación de $90^\circ$ .....	10
Figura 2.3	Inclinación de $120^\circ$ .....	10
Figura 2.4	Inclinación de $135^\circ$ .....	11
Figura 2.5	Inclinación de $150^\circ$ .....	11
Figura 2.6	Vértices de la geometría.....	19
Figura 2.7	Ejes creados a partir de vértices.....	20
Figura 2.8	Caras creadas a partir de ejes.....	20
Figura 2.9	Cavidad mallada.....	22
Figura 2.10	Sistema mallado.....	23
Figura 2.11	Condiciones de frontera en la cavidad.....	24
Figura 2.12	Condiciones de frontera en el dominio exterior.....	25
Figura 3.1	Contornos de temperatura (K) para la cavidad con una inclinación de $90^\circ$ , aplicando la simplificación de Boussinesq.....	29
Figura 3.2	Líneas de corrientes (kg/s) para la cavidad a una inclinación de $90^\circ$ , aplicando la simplificación de Boussinesq.....	30
Figura 3.3	Contornos de temperatura (K) para la cavidad con la pared caliente a 1000 K, aplicando la simplificación de Boussinesq.....	31



Figura 3.4	Líneas de corrientes (kg/s) con la pared caliente de 1000 K, aplicando la simplificación de Boussinesq.....	32
Figura 3.5	Contornos de temperatura (K) para una cavidad a 90°, considerando la variación de las propiedades del aire con la temperatura.....	34
Figura 3.6	Líneas de corriente (kg/s) para la cavidad con una inclinación de 90°, considerando la variación de las propiedades del aire con la temperatura.....	35
Figura 3.7	Contornos de temperatura (K) para la cavidad con la pared caliente a 1000 K, considerando la variación de las propiedades del aire con la temperatura.....	37
Figura 3.8	Líneas de corrientes (kg/s) con la pared caliente de 1000 K, considerando propiedades físicas variables del aire.....	38

# Índice de tablas

Tabla 1.1	Valores típicos de coeficientes de transferencia de calor por convección.....	5
Tabla 2.1	Longitudes del problema físico.....	11
Tabla 2.2	Propiedades termofísicas del aire a la presión atmosférica.....	13
Tabla 2.3	Valores del numero de Rayleigh de la cavidad para diferentes temperaturas.....	13
Tabla 2.4	Coeficientes de los polinomios de ajuste de las propiedades termofísicas.....	15
Tabla 2.5	Valores de las propiedades físicas del aire utilizados con la aproximación de Boussinesq.....	16
Tabla 2.6	Estudio de independencia de malla.....	22
Tabla 2.7	Datos de la malla aplicada.....	23
Tabla 2.8	Pasos e instrucciones dadas a Fluent para la simulación.....	26
Tabla 2.9	Simulaciones para propiedades variables y aproximación de Boussinesq.....	27
Tabla 3.1	Calor transferido por la pared caliente (W) utilizando la simplificación de Boussinesq.....	39
Tabla 3.2	Diferencia porcentual del calor transferido por la pared caliente debido a la temperatura $T_H$ , utilizando a simplificación de Boussinesq.....	40
Tabla 3.3	Diferencia porcentual del calor transferido por la pared caliente debido a la inclinación de la cavidad, utilizando a simplificación de Boussinesq.....	40
Tabla 3.4	Calor transferido (W) por la pared caliente considerando que las propiedades del fluido varían con la temperatura.....	41
Tabla 3.5	Diferencia porcentual de la transferencia de calor al variar la temperatura de la pared caliente, considerando propiedades variables .....	41
Tabla 3.6	Diferencia porcentual de la transferencia de calor al variar la inclinación de la cavidad, considerando propiedades variables.....	42

Tabla 3.7	Diferencia porcentual entre los cálculos de la transferencia de calor con la aproximación de Boussinesq y propiedades variables.....	43
Tabla 3.8	Valor del coeficiente convectivo ( $W/m^2 \cdot K$ ) obtenidos con la simplificación de Boussinesq.....	44
Tabla 3.9	Valores del coeficiente convectivo ( $W/m^2 \cdot K$ ) obtenidos considerando que las propiedades del aire varían con la temperatura.....	44
Tabla 3.10	Diferencia porcentual entre los cálculos del coeficiente convectivo con la aproximación de Boussinesq y propiedades variables.....	45

# Nomenclatura

Símbolo	Descripción	Unidades
$h$	Coeficiente de película	$W/m^2 \cdot K$
$k$	Conductividad térmica	$W/m \cdot K$
$L$	Longitud de la pared caliente	$m$
$C_p$	Calor específico a $P=cte$	$kJ/kg \cdot K$
$V$	Velocidad	$m/s$
$T$	Temperatura	$K$
$T_H$	Temperatura de la pared caliente	$K$
$T_\infty$	Temperatura del ambiente	$K$
$g$	Aceleración gravitacional	$m/s^2$
$P$	Presión atmosférica	$Pa$
$u$	Velocidad en $x$	$m/s$
$v$	Velocidad en $Y$	$m/s$
$t$	Tiempo	$s$
$x$	Coordenada espacial	$m$
$y$	Coordenada espacial	$m$

## Símbolos griegos

$\rho$	Densidad	$kg/m^3$
$\mu$	Viscosidad absoluta	$kg/m \cdot s$
$\nu$	Viscosidad cinemática ( $\mu/\rho$ )	$m^2/s$
$\alpha$	Difusividad térmica ( $K/\rho C_p$ )	$m^2/s$
$\Phi$	Disipación viscosa	$J/m^3 \cdot s$
$\beta$	Coeficiente de expansión térmica	$K^{-1}$
$\tau$	Esfuerzos viscosos	$Pa$
$\phi$	Angulo de inclinación en la cavidad	

## Números adimensionales

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{C_p \mu}{k}$$

$$Ra = \left( \frac{g \beta L^3 (T_H - T_\infty)}{\alpha \nu} \right)$$

$$Gr = \frac{g \beta (T_H - T_\infty) L^3}{\nu^2}$$

## Siglas

CFD	Computacional Fluid Dynamics
ONU	Organización de Naciones Unidas

# 1. Introducción

De la revolución industrial a la fecha, los requerimientos de energía de la sociedad en nuestro país y en el mundo, se han cubierto en gran medida con el uso intensivo de los combustibles de origen fósil (petróleo, carbón mineral y gas natural), los cuales por ser no renovables se están agotando y además su combustión produce gases de invernadero (principalmente CO<sub>2</sub>) que provocan el calentamiento global, problema ambiental reconocido por la Organización de Naciones Unidas (ONU) [1]. Por lo anterior se vuelve imprescindible transitar hacia el uso de las fuentes renovables y limpias, como las energías solar, eólica, hidráulica, la biomasa, etc.

México tiene la ventaja de encontrarse en una posición ideal para la aplicación de sistemas de aprovechamiento de la energía solar ya que su ubicación geográfica hace que el país se encuentre en la franja de mayor insolación a nivel mundial. Sin embargo, para poder avanzar en el aprovechamiento de la energía solar en nuestro país, es necesario ampliar considerablemente la investigación y el desarrollo tecnológico en este campo. Sonora cuenta con altos niveles de insolación considerados de los mejores en el mundo, y con grandes extensiones de terrenos no aprovechados actualmente, para el uso de este recurso [2].

Los sistemas termosolares o fototérmicos para la generación de electricidad utilizan dispositivos de concentración solar para convertir la energía solar en energía térmica a alta temperatura. Existen tres configuraciones [3]:

1. Sistemas de enfoque en línea que concentran la luz solar en tubos colocados a lo largo de la línea de enfoque de un canal parabólico reflectivo (como se muestra en la Figura 1.1). Es la tecnología termosolar para la producción de electricidad más probada.
2. Sistemas con receptor central (o de torre central), que utilizan grandes campos de superficies reflectoras (helióstatos) con seguimiento para concentrar la luz solar en un receptor, colocado en la parte superior de una

torre como se presentan en la Figura 1.2. Actualmente se encuentra en la fase demostrativa a gran escala.

3. Sistemas de disco o plato de enfoque puntual (Figura 1.3) que utilizan platos o discos parabólicos para reflejar la luz en un receptor en el foco del disco. Están siendo desarrollados para lugares soleados alejados de la red eléctrica proporcionando electricidad a comunidades o para bombeo de agua. Se encuentra todavía en fase de desarrollo tecnológico aunque se han realizado algunas pruebas demostrativas que han comprobado su factibilidad comercial a corto plazo.

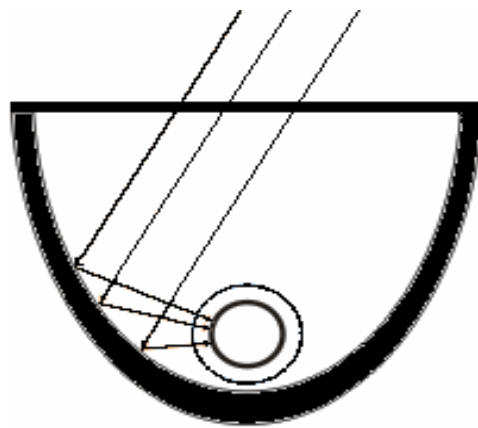


Figura 1.1 Colector de canal parabólico con receptor tubular.

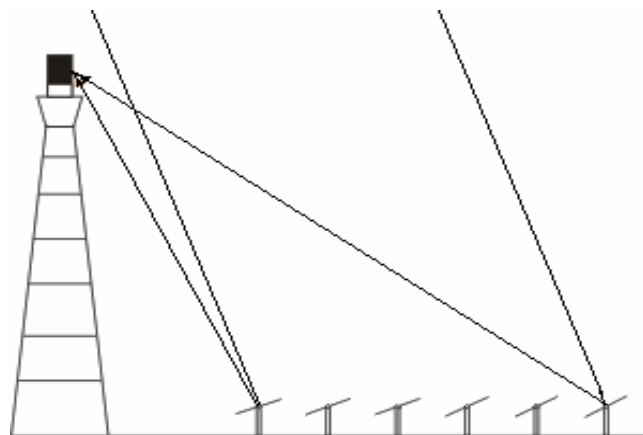


Figura 1.2 Sistema de receptor central con reflectores distribuidos y foco puntual.

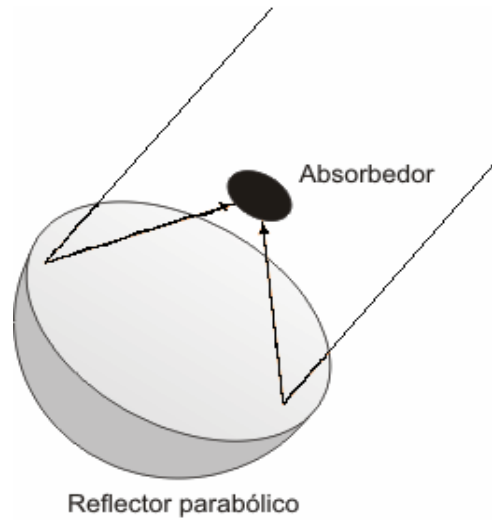


Figura 1.3 Colector de plato parabólico con receptor de foco puntual.

En los sistemas de concentración solar de enfoque puntual utilizados para la producción de electricidad (Discos y Torre Central), se destaca el uso de receptores en forma de cavidades que permiten la entrada de los rayos solares concentrados por el lado abierto de la cavidad para ser absorbidos en sus paredes internas y transferir la energía térmica a algún fluido. En la Figura 1.4 se presentan un diseño de receptor para un concentrador de plato parabólico [4].

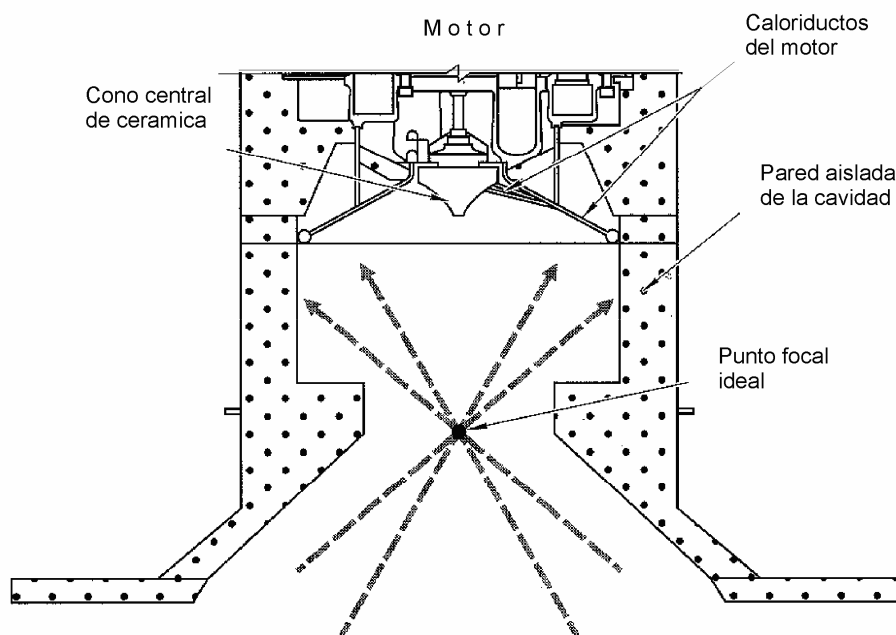


Figura 1.4 Receptor de tubos directamente iluminados para un concentrador solar de plato parabólico.

Para el diseño de los receptores en los concentradores de enfoque puntual, se requiere de un conocimiento adecuado de los procesos de transferencia de calor que se presentan en los mismos. Los mecanismos de transferencia de calor por convección y radiación son los que dominan el fenómeno. Por lo anterior, el estudio de la transferencia de calor en los receptores tipo cavidad es de gran importancia, ya que un mejor entendimiento de la forma en que el calor es transferido dentro y fuera de la cavidad redundará en mejores y más precisas correlaciones, lo que a su vez permitirá optimizar sus diseños mejorando los desempeños térmicos, no sólo de los receptores sino en consecuencia de los sistemas de aplicaciones solares.

El mecanismo de transferencia de calor que se investigó en este estudio es la convección de calor, particularmente la convección natural [5]. La convección se compone de dos mecanismos: la transferencia de energía debido al movimiento molecular aleatorio (difusión) y el transporte de energía por el movimiento global o macroscópico del fluido. El movimiento del fluido se asocia con el hecho de que, en cualquier instante, grandes números de moléculas se mueven de forma colectiva o como agregados. Tal movimiento, en presencia de gradientes de temperaturas, contribuye a la transferencia de calor. Como las moléculas en el agregado mantienen su movimiento aleatorio, la transferencia total de calor se debe entonces a una superposición de transporte de energía por el movimiento aleatorio de las moléculas y el movimiento global del fluido.

La transferencia de calor por convección se clasifica según la naturaleza del flujo. Se le llama *convección forzada* cuando el flujo es impulsado por medios externos, como un ventilador, una bomba o vientos atmosféricos. Se le denomina *convección natural o libre* cuando el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido.

Sin importar la naturaleza del proceso de transferencia de calor por convección, la ecuación o modelo utilizado para el cálculo de la transferencia de calor se le



conoce como Ley de enfriamiento de Newton y esta dado por:

$$q = h A (T_H - T_\infty) \quad (1.1)$$

donde:

q= flujo de calor por convección.

h= coeficiente convectivo de transferencia de calor.

A= área de transferencia de calor.

T<sub>H</sub>=temperatura de la superficie.

T<sub>∞</sub>= temperatura de bulbo del fluido.

El coeficiente transferencia de calor por convección (h), depende del espesor de la capa límite, en las que influyen la geometría de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido y una variedad de propiedades termodinámicas del fluido y de transporte. Los estudios de la transferencia de calor se enfocan en buena medida a determinar los valores del coeficiente convectivo. En la Tabla 1.1 se muestran valores típicos de coeficientes convectivos.

La dinámica de fluidos computacional (comúnmente conocido con el acrónimo CFD por sus siglas en inglés) es la rama de la dinámica de fluidos, que utiliza herramientas de simulación numérica para resolver problemas de flujo de fluidos y fenómenos relacionados, los cuales comúnmente son modelados con ecuaciones diferenciales o integro-diferenciales parciales, las cuales son difíciles o imposibles de resolver analíticamente. Con CFD se obtienen soluciones numéricas, utilizando métodos de discretización que convierten las

Tabla 1.1 Valores típicos de coeficientes de transferencia de calor por convección.

<b>PROCESO</b>	<b>h (W/m<sup>2</sup>K)</b>
<b>Convección libre</b>	
Gases	2-25
Líquidos	50-100
<b>Convección forzada</b>	
Gases	25-250
Líquidos	50-20000

ecuaciones diferenciales a sistemas de ecuaciones algebraicas susceptibles de ser resueltas utilizando computadoras.

Existen actualmente varios paquetes comerciales de CFD, entre los cuales destacan: Phoenix, Flow-3D, Star-Cd y Fluent. Este último es el más usado para predecir flujos de fluidos, transferencia de calor y masa, a través de la solución numérica de las ecuaciones matemáticas que gobiernan dichos fenómenos. Los resolvedores de Fluent están basados en el método de volumen finito, esto es que el volumen total del sistema de estudio o dominio es discretizado en un número finito de volúmenes de control (celdas). Cada ecuación de conservación de masa, energía, especies, etc. se resuelve en cada volumen de control. Las ecuaciones diferenciales parciales son discretizadas convirtiéndolas en un sistema de ecuaciones algebraicas, donde las cuales son resueltas numéricamente para tener la solución en todo el dominio considerado.

En este trabajo se estudian numéricamente las pérdidas de calor por convección natural en un receptor de un concentrador solar de foco puntal (como el presentado en la Figura 1.4) utilizando el software Fluent 6.3.26.

## **1.1 Antecedentes**

En la literatura se han reportado varios estudios sobre diferentes aspectos que inciden en la eficiencia de los receptores de concentradores solares de foco puntal; a continuación se describen brevemente.

T. Taumoefolau et al. en 2002 [6] investigaron las pérdidas por convección natural de receptores solares tipo cavidad como el que se muestra en la Figura 1.5, utilizando un receptor modelo calentado eléctricamente con diferentes inclinaciones (desde  $290^\circ$  hasta  $90^\circ$ ). Los autores analizaron un rango de temperaturas de 450 a  $650^\circ\text{C}$  y relaciones entre el diámetro y la apertura de 0.5, 0.6, 0.75, 0.85 y 1.0. Además del estudio experimental se llevó a cabo una

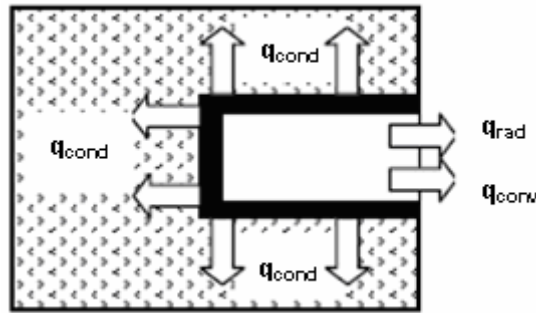


Figura 1.5 Balance de energía del receptor modelo tipo cavidad.

investigación numérica con el software comercial de dinámica de fluidos computacional Fluent 6.0. Se encontró una buena concordancia entre los resultados experimentales y los numéricos.

D.J. Reynolds et al. en 2004 [7] llevaron a cabo un estudio de las pérdidas de calor en una receptor tipo cavidad con geometría trapezoidal, como la mostrada en la Figura 1.6. En este caso el receptor se mantuvo fijo, debido a que su aplicación estuvo enfocada a concentradores solares lineales de Fresnel. La superficie superior de la cavidad consistió de una placa plana absorbidora con tubos de vapor colocados a lo largo de la placa. La superficie inferior fue un vidrio para permitir la entrada de radiación solar. Los resultados de la visualización se utilizaron para comparar con las predicciones realizadas con el programa comercial Fluent. Se encontró una excelente concordancia entre los patrones de flujo observados en el experimento y los predichos por el modelo computacional.

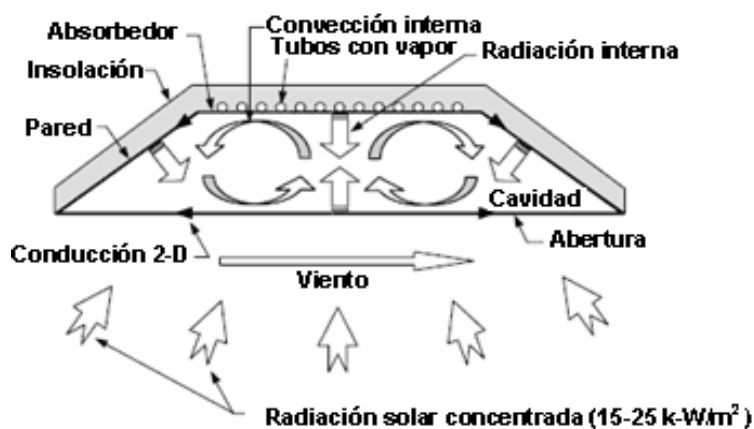


Figura 1.6 Receptor modelo tipo cavidad con geometría trapezoidal.

A. Kribus et al. en 2000 [8] llevaron a cabo una investigación acerca de las pérdidas por convección y emisión en un receptor térmico de alta temperatura. El receptor minimiza las pérdidas de calor dividiendo el receptor en secciones separadas, como se muestra en la Figura 1.7. En el sistema particionado, el fluido de trabajo se calienta gradualmente conforme va pasando a través de la secuencia de elementos del receptor. El estudio experimental se llevó a cabo en la torre central del Instituto Solar Weizmann, utilizando un receptor con dos etapas de calentamiento. Se logró calentar aire hasta los  $1000^{\circ}\text{C}$ , mientras que la etapa de baja temperatura alcanzó los  $750^{\circ}\text{C}$ .

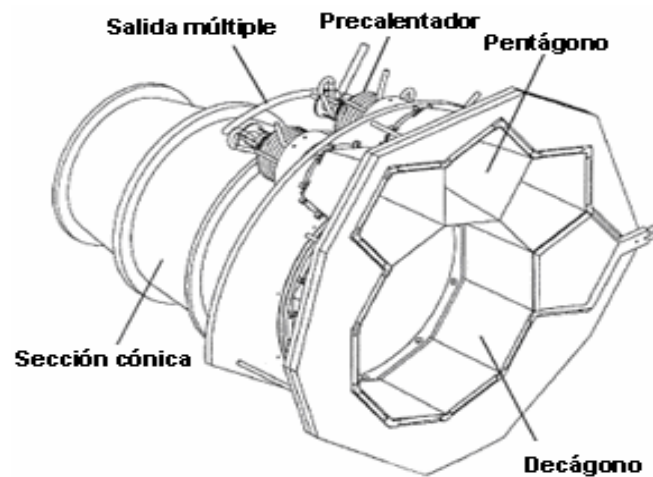


Figura 1.7 Receptor tipo cavidad con particiones.

## 1.2 Objetivos

### *Objetivo General*

Caracterizar la transferencia de calor en un receptor para un concentrador solar de foco puntual utilizando el software comercial Fluent.

### *Objetivos específicos*

1. Obtener los campos de temperatura y los patrones de flujo en un receptor para diferentes temperaturas en la pared caliente (400 K, 600 K, 800 K, 1000 K) y diferentes ángulos de inclinación ( $90^{\circ}$ ,  $120^{\circ}$ ,  $135^{\circ}$  y  $150^{\circ}$ ).
2. Determinar las pérdidas de calor en el receptor para las condiciones de operación seleccionadas.

## 2. Metodología

La metodología aplicada para este estudio se presentara en dos secciones:

1. Definición del problema físico y el modelo matemático.
2. Descripción de la solución numérica con el programa Fluent.

### 2.1 Problema físico y modelo matemático

El problema considerado en esta investigación corresponde al estudio de la transferencia de calor por convección natural, en la cavidad rectangular-cónica bidimensional que se presenta en la Figura 2.1. La pared opuesta a la abertura (pared 1) se mantiene a una temperatura constante  $T_H$  y las demás paredes de la cavidad están aisladas térmicamente (paredes 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 y 9). Fuera de la cavidad se encuentra el dominio exterior, que se utiliza por no poder determinar las condiciones de frontera en la salida de la cavidad; las líneas punteadas indican el límite del dominio exterior.

La cavidad se encuentra sumergida en una atmósfera de aire, en donde intercambia calor por convección natural con el aire exterior. Los valores de temperatura de la pared isotérmica considerados son: 400 K, 600 K, 800 K y 1000 K. La cavidad tendrá las inclinaciones mostradas en las Figuras 2.2-2.5. Las dimensiones del problema físico se presentan en la Tabla 2.1.

Las consideraciones utilizadas en este trabajo para obtener el modelo matemático de la convección natural en la cavidad rectangular-cónica abierta son:

- a) El flujo se considera en régimen laminar.
- b) Se considera al aire como fluido Newtoniano.

A continuación se justifica las consideraciones mencionadas previamente.

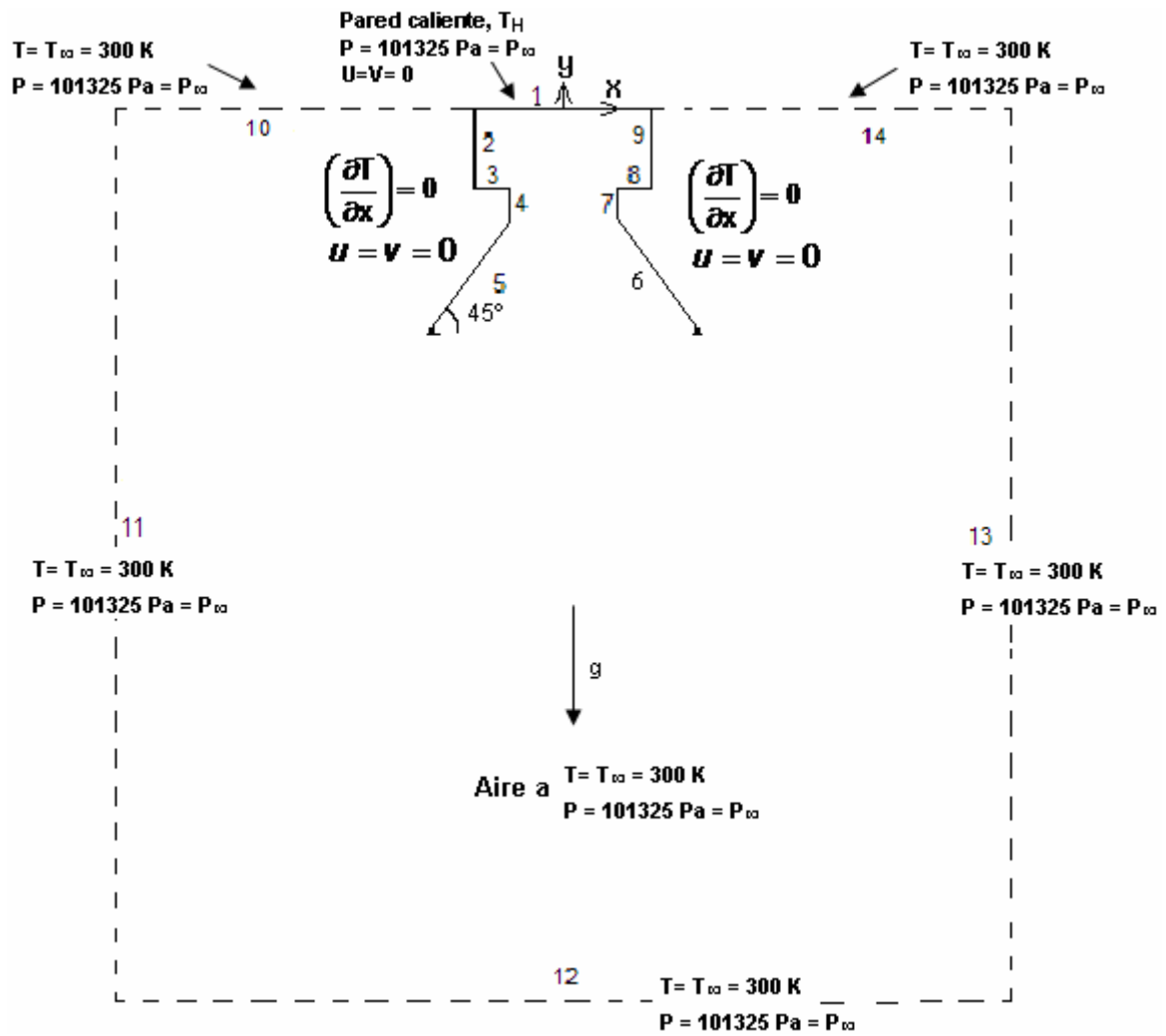


Figura 2.1 Esquema del problema físico.

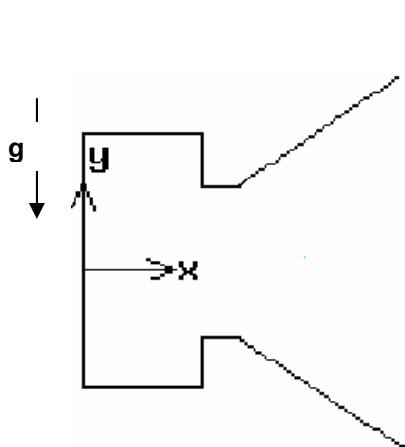


Figura 2.2 Inclinación de  $90^\circ$ .

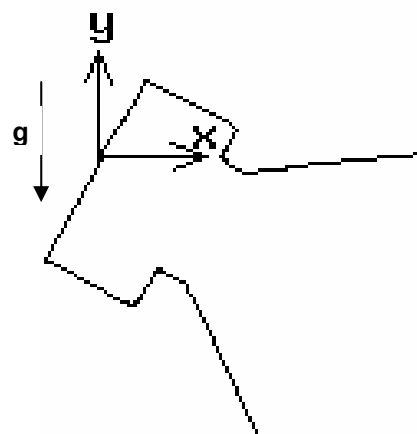


Figura 2.3 Inclinación de  $120^\circ$ .

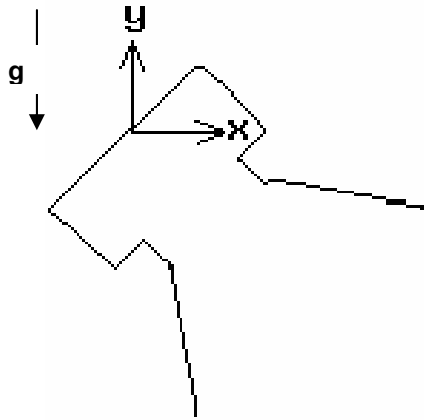


Figura 2.4 Inclinción de 135°.

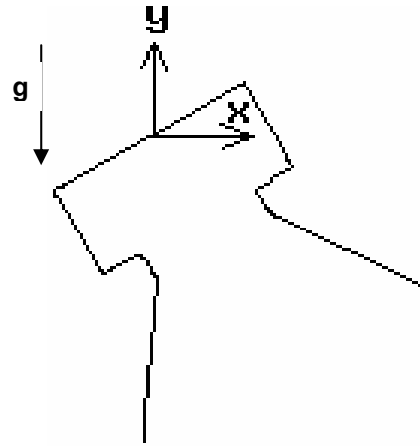


Figura 2.5 Inclinción de 150°.

Tabla 2.1 Longitudes del problema físico.

Superficie	Longitud (m)
1	0.20
2,9	0.09
3,8	0.04
4,7	0.03
5,6	0.158
10,14	0.40
11,13	1.00
12	1.00

a) *Flujo laminar.*

Para determinar el tipo de régimen de flujo en la cavidad estudiada, se realizó un análisis del número adimensional de Rayleigh para las diferentes temperaturas utilizadas en el estudio. El número adimensional de Rayleigh (Ra) relaciona a las fuerzas de flotación, las fuerzas viscosas y la difusión térmica en un sistema de convección natural. La definición matemática del número de Rayleigh esta dada por:

$$Ra = GrPr = \left( \frac{g\beta L^3 (T_H - T_\infty)}{\nu^2} \right) \left( \frac{\nu}{\alpha} \right) = \left( \frac{g\beta L^3 (T_H - T_\infty)}{\alpha \nu} \right) \quad (2.1)$$

donde:

Ra= número adimensional de Rayleigh.

Gr= número adimensional de Grashof.

Pr= número adimensional de Prandtl.

$g$  = aceleración gravitacional,  $m/s^2$

$\beta$  = coeficiente de expansión térmica,  $K^{-1}$

$T_H$ = temperatura de la pared caliente, K

$T_\infty$ = temperatura del ambiente, K

$L$  = longitud de la pared caliente, m

$\nu$  = viscosidad cinemática,  $m^2/s$

$\alpha$  = difusividad térmica,  $m^2/s$

A los valores de los números de Rayleigh que indican cuando el flujo pasa de un régimen laminar a uno turbulento, se les conoce como valores críticos. En un estudio numérico en una cavidad rectangular bidimensional abierta con una pared isotérmica vertical y dos paredes adiabáticas horizontales desarrollado por Chan y Tien [9], se observó que para  $Ra > 1 \times 10^8$  el campo de flujo llegaba a ser oscilatorio es decir que el fluido estaba muy cercano al régimen turbulento. En este trabajo se tomará como Rayleigh crítico el valor de  $1 \times 10^8$ , por no existir estudios con la configuración planteada en este estudio.

Las propiedades termofísicas del aire requeridas para el cálculo del número de Rayleigh se muestran en la Tabla 2.2. En la Tabla 2.3 se muestran los resultados de los números de Rayleigh para la cavidad de este estudio, donde se consideró la temperatura del ambiente igual a 300 K y las propiedades físicas se evaluaron a la temperatura promedio entre la pared y el ambiente. El valor máximo del número de Rayleigh es de  $3.60 \times 10^7$ , por lo que al ser menor al valor crítico se asume que el flujo en el interior de la cavidad será en régimen laminar.



Tabla 2.2 Propiedades termofísicas del aire a la presión atmosférica.

T(K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (kJ/kg·K)	$\nu \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	$\beta \cdot 10^4$ (1/K)	$\mu \cdot 10^7$ (kg/m·s)
300	1.1614	1.007	15.89	26.3	22.5	33.33	184.6
350	0.995	1.009	20.92	30.0	29.9	28.57	208.2
400	0.8711	1.014	26.41	33.8	38.3	25.00	230.1
450	0.774	1.021	32.39	37.3	47.2	22.22	250.7
500	0.6964	1.03	38.79	40.7	56.7	20.00	270.1
550	0.6329	1.04	45.57	43.9	66.7	18.18	288.4
600	0.5804	1.051	52.69	46.9	76.9	16.66	305.8
650	0.5356	1.063	60.21	49.7	87.3	15.38	322.5
700	0.4975	1.075	68.10	52.4	98	14.28	338.8
750	0.4643	1.087	76.37	54.9	109	13.33	354.6
800	0.4354	1.099	84.93	57.3	120	12.50	369.8
850	0.4097	1.11	93.80	59.6	131	11.76	384.3
900	0.3868	1.121	102.9	62.0	143	11.11	398.1
950	0.3666	1.131	112.2	64.3	155	10.52	411.3
1000	0.3482	1.141	121.9	66.7	168	10.00	424.4

Tabla 2.3 Valores del numero de Rayleigh de la cavidad para diferentes temperaturas.

T(K)	Longitud de la pared caliente de la cavidad (m)
	0.2
400	3.60x10 <sup>7</sup>
600	3.42x10 <sup>7</sup>
800	2.35x10 <sup>7</sup>
1000	1.61x10 <sup>7</sup>

*b) Fluido Newtoniano*

Se considera como fluido Newtoniano a todo fluido donde para una temperatura dada, la viscosidad es constante para diferentes velocidades de deformación. Los ejemplos más populares que pertenecen a este tipo de fluidos son el agua y el aire.

Para determinar los campos de temperatura y velocidad en la cavidad bidimensional estudiada, es necesario plantear el modelo matemático a partir de la aplicación de los principios de conservación de masa, momento y energía. En este trabajo se investigó la transferencia de calor considerando dos casos: a) las propiedades físicas del aire (densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico) varían con la temperatura y b) las propiedades del aire se mantienen constantes en el rango de temperaturas considerado, excepto la densidad en el término de flotación de la ecuación de momento (aproximación de Boussinesq). A continuación se presentan las ecuaciones gobernantes para los dos casos.

*a) Modelo matemático para propiedades variables*

El modelo matemático bidimensional de la convección natural en régimen laminar, considerando propiedades variables esta dado por:

*Ecuación de continuidad:*

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2.2)$$

*Ecuaciones de momento:*

Componente x:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{xy}) + \frac{\partial P}{\partial x} + \rho g \cos \phi \quad (2.3)$$

Componente y:

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yy}) + \frac{\partial P}{\partial y} + \rho g \sin \phi \quad (2.4)$$

El ángulo de inclinación de la cavidad ( $\phi$ ) se midió con respecto a la parte negativa del eje x.

Los esfuerzos viscosos para fluidos newtonianos se expresan como:

$$\tau_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}\mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad \tau_{yx} = \tau_{xy} = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad \tau_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}\mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (2.5)$$

Estas fórmulas son generalmente conocidas como ecuaciones de Navier-Stokes, en honor a C. L. M. H. Navier y Sir G. G. Stokes, quienes las formularon independientemente en 1882 y 1885, respectivamente.

La ecuación de conservación de la energía queda como sigue:

$$\frac{\partial(\rho C_p T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u C_p T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v C_p T)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \left( u \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial P}{\partial y} \right) + \Phi \quad (2.6)$$

En esta última, la función de disipación viscosa ( $\Phi$ ) está definida por:

$$\Phi = \mu \left\{ \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] - \frac{2}{3} \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right\} \quad (2.7)$$

Para realizar el cálculo con propiedades variables se ajustaron polinomios de grado 7 ( $y=a+bx+cx^2+dx^3+ex^4+fx^5+gx^6+hx^7$ ), a los datos de las propiedades físicas del aire de la Tabla 2.2. En la Tabla 2.4 se muestran los coeficientes de los polinomios correspondientes para el rango de temperatura considerado.

Tabla 2.4 Coeficientes de los polinomios de ajuste de las propiedades termofísicas.

Constantes	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (J/kg·K)	$k$ (W/m·K)	$\mu$ (kg/m·s)
<b>a</b>	5.467574143	1203.42803	0.061296206	-6.29158E-06
<b>b</b>	-0.03644233	-2.05649456	-0.000645759	1.6655E-07
<b>c</b>	0.000134708	0.008703624	3.71597E-06	-5.95923E-10
<b>d</b>	-3.02101E-07	-2.03614E-05	-1.02557E-08	1.76719E-12
<b>e</b>	4.21124E-10	2.98834E-08	1.65126E-11	-3.28629E-15
<b>f</b>	-3.56688E-13	-2.61465E-11	-1.56764E-14	3.60618E-18
<b>g</b>	1.6805E-16	1.22738E-14	8.12384E-18	-2.12792E-21
<b>h</b>	-3.37707E-20	-2.35884E-18	-1.76913E-21	5.18944E-25

*b) Modelo matemático con la aproximación de Boussinesq*

La aproximación de Boussinesq es la simplificación más utilizada para la modelación de la convección natural, las propiedades físicas del fluido térmico se asumen independientes de la temperatura, excepto la densidad en la formulación del término de flotación en la ecuación de momento y se desprecia la disipación viscosa en la ecuación de energía. En la literatura especializada se considera que esta aproximación está limitada para situaciones en las que las diferencias de temperaturas sean pequeñas ( $\Delta T \approx 10$  K). En este trabajo se realizarán los cálculos con la simplificación de Boussinesq, para comparar y establecer la desviación con respecto a los cálculos que consideraron la variación de las propiedades del fluido con la temperatura. Los valores de las propiedades físicas del aire que se utilizaron para los cálculos con la aproximación de Boussinesq se presentan en la Tabla, 2.5 correspondientes a una temperatura de referencia de 300 K (temperatura ambiente).

Tabla 2.5 Valores de las propiedades físicas del aire utilizados con la aproximación de Boussinesq.

$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	Cp (J/kg·K)	$K \cdot 10^3$ (W/m·K)	$\mu \cdot 10^7$ (kg/m·s)	$\beta \cdot 10^4$ (1/K)
1.1614	1007	26.3	184.6	33.3

Para el problema considerado en este estudio, las ecuaciones gobernantes se expresan como:

*Ecuación de continuidad:*

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.8)$$

*Ecuaciones de momento:*

Componente x:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(vu)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_\infty)\cos\phi \quad (2.9)$$

Componente y:

$$\frac{\partial v}{\partial t} + \frac{\partial(uv)}{\partial x} + \frac{\partial(v^2)}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial y} + \nu \left( \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) + g\beta(T - T_\infty) \text{sen}\phi \quad (2.10)$$

*Ecuación de conservación de energía:*

$$\frac{\partial T}{\partial t} + \frac{\partial(uT)}{\partial x} + \frac{\partial(vT)}{\partial y} = \alpha \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (2.11)$$

Para determinar las distribuciones de temperaturas, presión y velocidad es necesario resolver las ecuaciones apropiadas de conservación de continuidad, momento y energía; Sin embargo, la solución depende de las condiciones físicas que existan en las fronteras del medio así como las condiciones que existan en el medio en el tiempo inicial en el caso de que las ecuaciones correspondan al estado transitorio.

Para obtener la condición inicial se supuso que para el tiempo igual a cero, el fluido en el interior de la cavidad se encuentra en reposo, su temperatura es igual a la del ambiente ( $T_\infty$ ) y su presión la atmosférica ( $P_\infty$ ). En forma matemática:

para  $t = 0$  y  $-0.5 < x < 0.5$ ,  $-1.0 < y < 0.0$

$$u(x,y,0)=v(x,y,0)=0, P(x,y,0)=P_\infty=101325 \text{ Pa y } T(x,y,0)=T_\infty=300 \text{ K} \quad (2.12)$$

Las condiciones de frontera hidrodinámicas y térmicas correspondientes al problema físico se muestran en la Figura 2.1

## **2.2 Solución numérica del problema con el programa**

### **Fluent**

En la literatura se encuentran cuatro conjuntos distintos de técnicas numéricas de solución para sistemas de ecuaciones diferenciales parciales: diferencias finitas, elemento finito, métodos espectrales y volumen finito; donde las principales diferencias entre los cuatro conjuntos de técnicas numéricas están

asociadas con la manera en la que se aproximan las variables de flujo y con los procesos de discretización.

El programa comercial Fluent, utiliza la técnica numérica de volumen finito, que fue desarrollado originalmente como una formulación especial de diferencias finitas. Este método es la base de varios códigos comerciales de dinámica de fluidos computacionales (CFD), el algoritmo numérico consiste de los siguientes pasos:

- a) Integración de las ecuaciones gobernantes del flujo de fluido, sobre todo los volúmenes de control del dominio de solución.
- b) Discretización mediante la sustitución de algún tipo de aproximación de tipo de diferencias finitas, en los términos de las ecuaciones integradas que representas procesos de flujos 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.

Para resolver el problema planteado en este estudio con el programa Fluent, se desarrollaron las siguientes etapas:

1. Diseño de la geometría.
2. Generación de la malla computacional.
3. Selección de las condiciones de frontera.
4. Solución numérica del problema.

#### *1. Diseño de la geometría*

La solución del problema con Fluent comienza con el diseño de la geometría. Para ello es necesario disponer de un programa de CAD. En este trabajo, se ha optado por la utilización del programa de Fluent, Gambit, que además de ser un programa de CAD, permite crear y exportar mallas, así como sus condiciones de frontera. A continuación de presentan los pasos seguidos para el diseño de la cavidad bidimensional:

1. Se crearon vértices de la geometría considerada, de acuerdo a las dimensiones de la cavidad, como se muestra en la Figura 2.6.
2. Los vértices se unen y se forman líneas (en Gambit se les denomina ejes) como se puede observar en la Figura 2.7.
3. A partir de los ejes se forman las caras, el resultado se presenta en la Figura 2.8.

Una vez creadas las caras en el programa Gambit, ya es posible realizar la generación de la malla, que será utilizada posteriormente en Fluent para los cálculos numéricos.

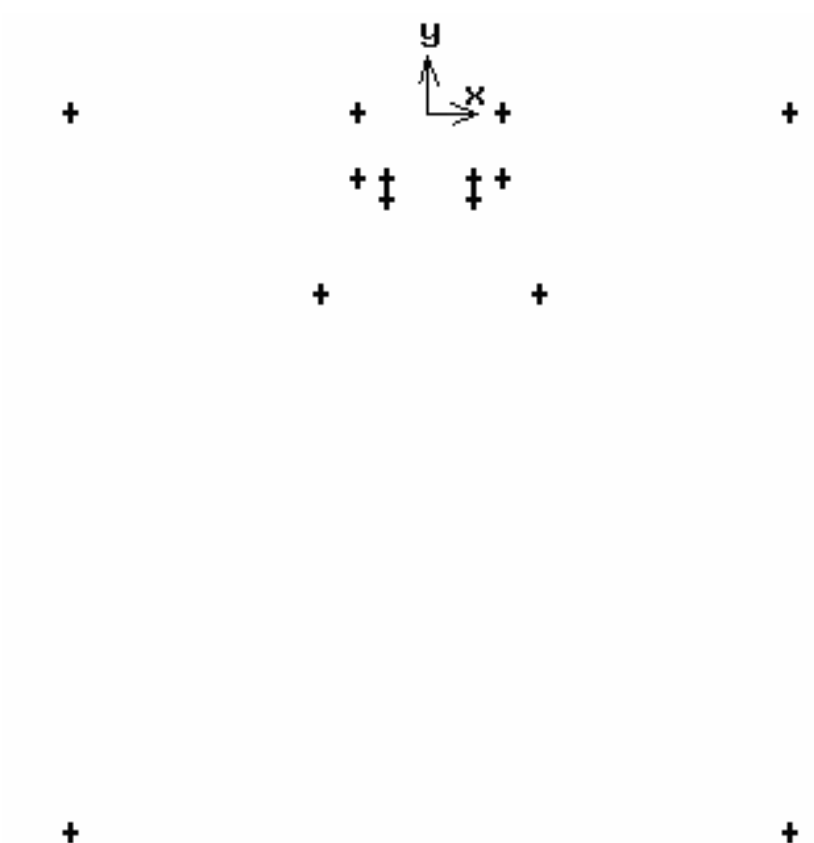


Figura 2.6 Vértices de la geometría.

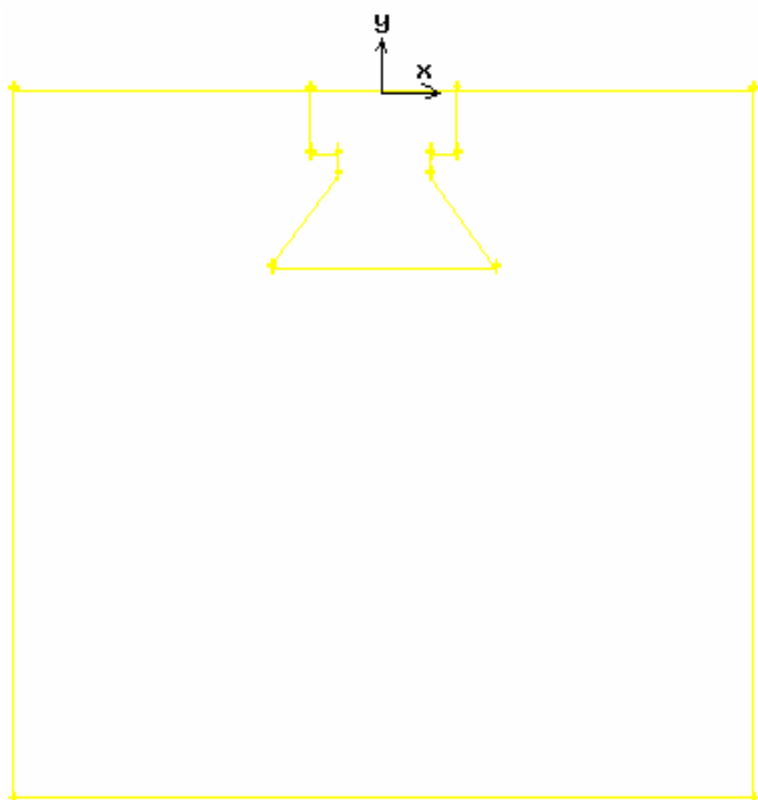


Figura 2.7 Ejes creados a partir de vértices.

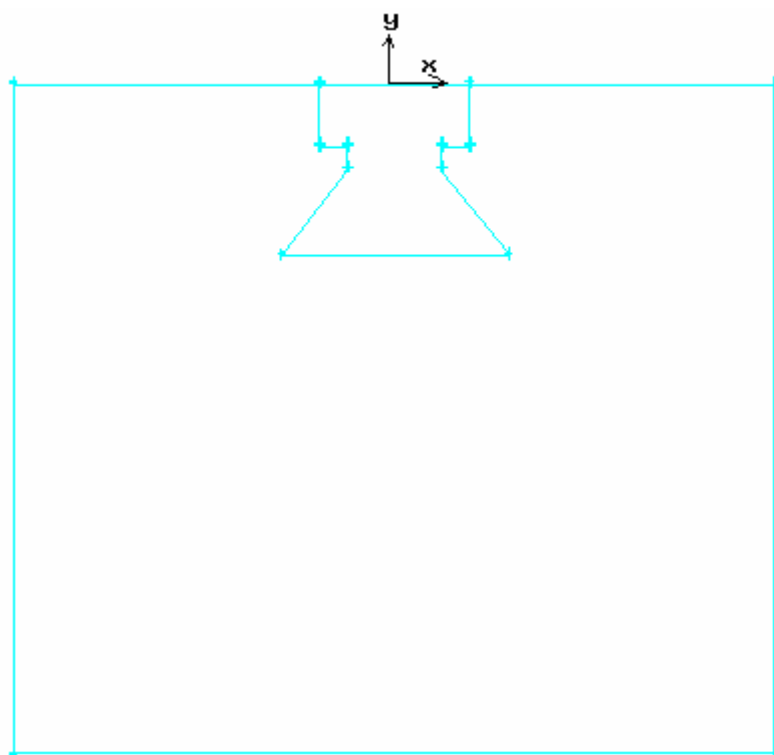


Figura 2.8 Caras creadas a partir de ejes.



## *2. Generación de la malla computacional*

La generación de la malla es la fase más importante en CFD. La densidad de la malla, es decir, el tamaño de los volúmenes de control, determina la exactitud de la solución, evita problemas de convergencia y soluciones erróneas. La malla consiste en cuatro conceptos principales: volúmenes, superficies, segmentos y nodos. Estos conceptos están jerarquizados; un volumen está limitado por un conjunto de superficies cerradas; una superficie está limitada por un conjunto de segmentos cerrados y un segmento está limitado por nodos.

Cuando se está generando la malla de una geometría es muy recomendable conocer de antemano algunas características del flujo que se va a simular. De esta manera, si se conoce en que partes de la geometría el flujo presenta, por ejemplo, gradientes de presión o de temperatura altos, se puede definir una malla más densa solamente en esas zonas. Así Fluent podrá simular mejor el comportamiento del flujo en esas regiones y conseguir mejores resultados.

Debido a que el tamaño de la malla repercute en la calidad de los resultados y en el tiempo de simulación del problema, se requiere realizar un análisis de independencia de malla, para determinar el tamaño óptimo para el problema estudiado. En este trabajo, el estudio de independencia de malla se realizó en la cavidad con una inclinación de  $90^\circ$  y una temperatura en la pared isotérmica de 1000 K.

Es necesario mencionar que para las condiciones seleccionadas no fue posible alcanzar el estado permanente, por lo que los resultados están considerados para un tiempo de 1 hora. Los resultados de la variación del flujo calor de la pared caliente con el tamaño de la malla se presentan en la Tabla 2.6. Se puede observar que la diferencia en el valor de flujo de calor obtenidos con las mallas 3 y 4 es de alrededor de 1 %, por lo que se seleccionó la malla 3 para los cálculos.

Tabla 2.6 Estudio de independencia de malla.

<b>Malla</b>	<b>1</b>	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>
<b>Nodos totales</b>	26935	34264	41824	45312
<b>Flujo de calor de la pared caliente (W)</b>	1245.64	1309.83	1370.12	1386.76
<b>Diferencia (%)</b>	-----	4.9	4.4	1.2

En la Figura 2.9, se muestra la malla de la cavidad y en la Figura 2.10 la malla del sistema completo, que se usaron para realizar los cálculos numéricos con el programa Fluent.

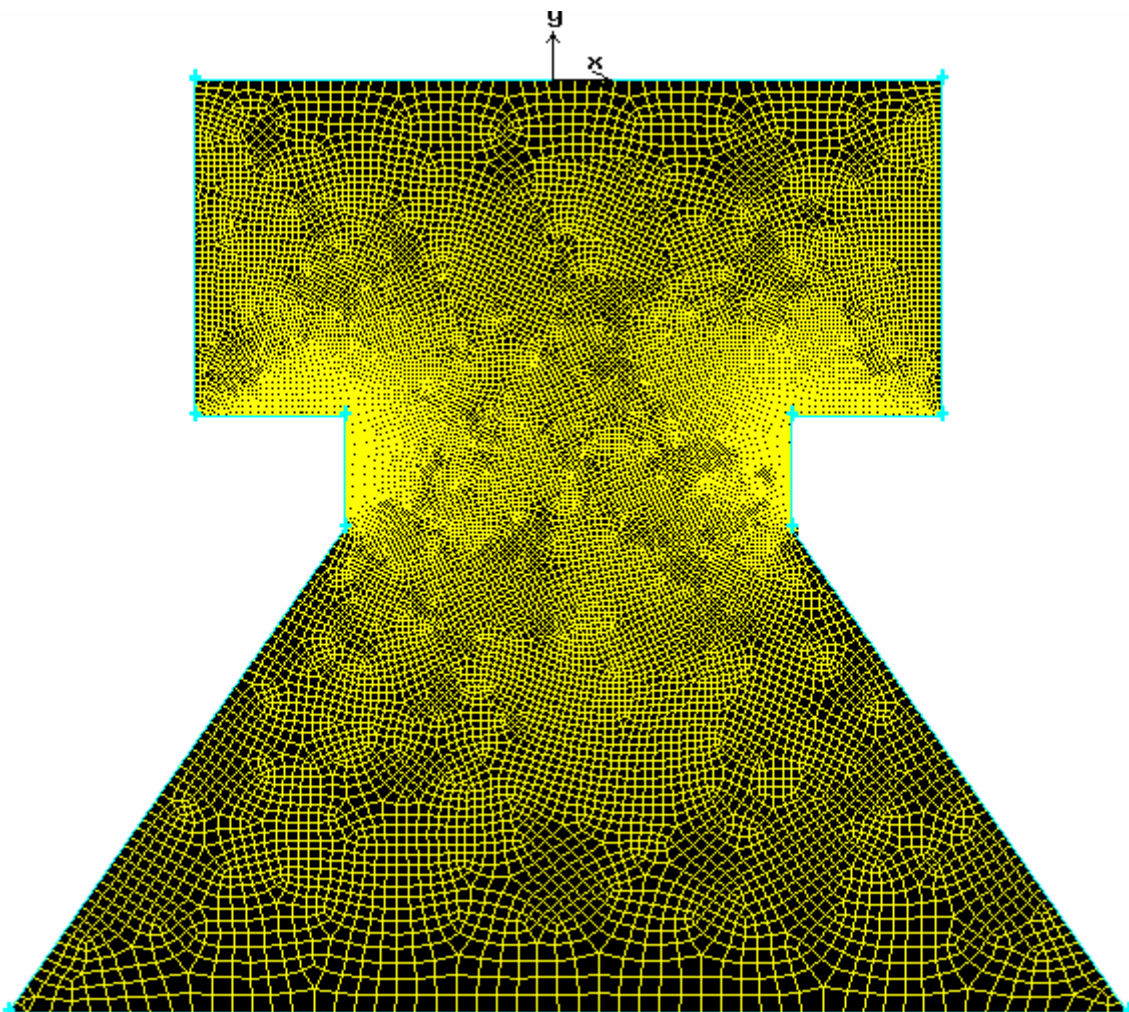


Figura 2.9 Cavidad mallada.

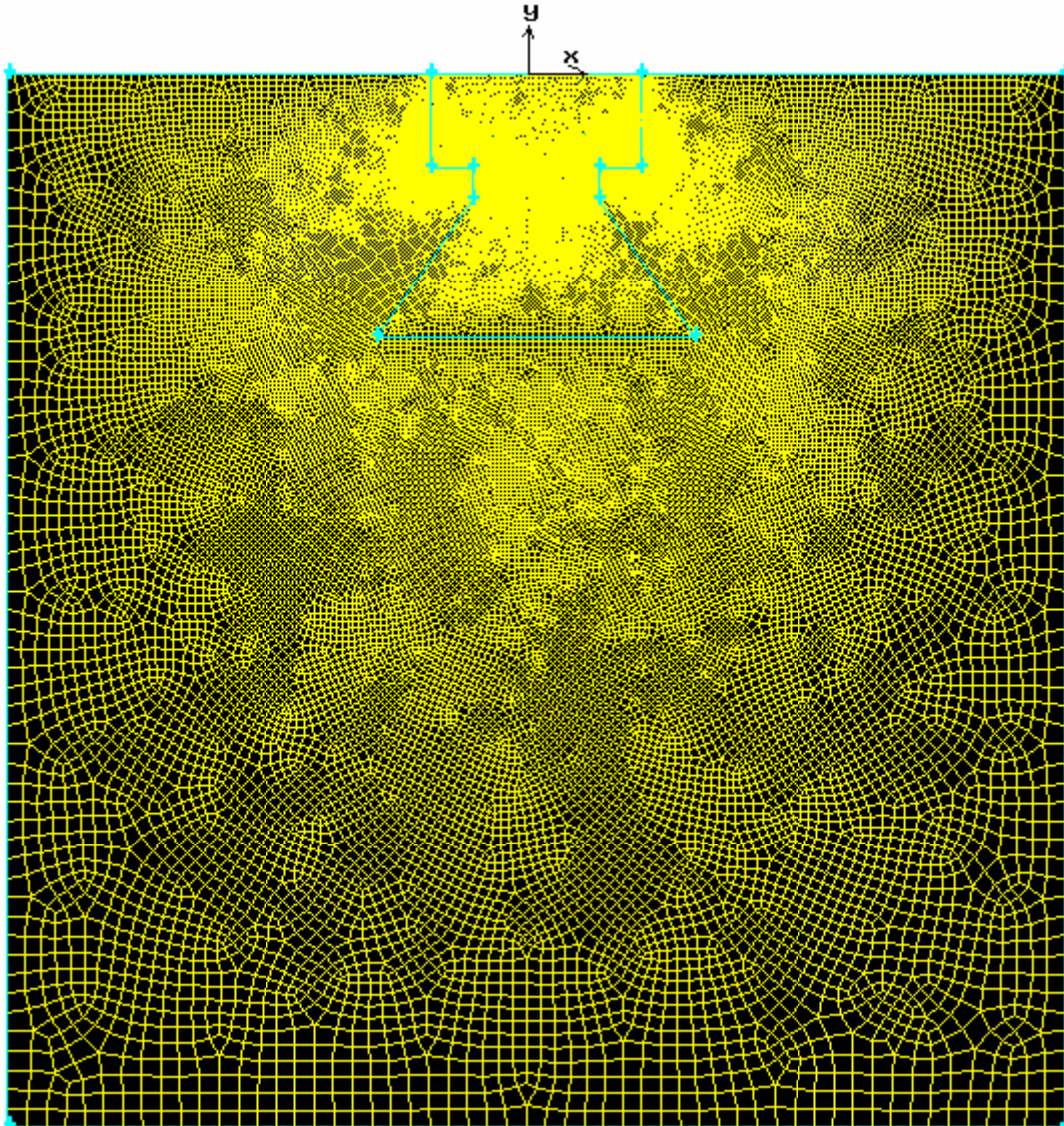


Figura 2.10 Sistema mallado.

La Tabla 2.7 presenta el número de elementos y nodos en el receptor y el dominio exterior.

Tabla 2.7 Datos de la malla aplicada.

<b>Datos de la malla</b>	<b>Unidades</b>
Nodos en el receptor	14947
Elementos en el receptor	14696
Nodos en el dominio exterior	27328
Elementos en el dominio exterior	26977

### 3. Selección de las condiciones frontera

En el programa Gambit también se seleccionan las condiciones de frontera correspondientes al problema físico. El programa cuenta con una serie de tipos de condiciones de frontera a escoger, en donde su significado físico y matemático se muestran en la ayuda para al usuario.

Las condiciones de frontera seleccionadas para el presente trabajo, se muestran en la Figura 2.11 (cavidad) y 2.12 (dominio exterior). A continuación se describen brevemente:

- Wall (pared), sirve para representar fronteras sólidas; se le pueden especificar posteriormente en el programa Fluent las condiciones térmicas (para cálculos de transferencia de calor).
- Interior, sólo sirve para poder cerrar un espacio.
- Pressure outlet (presión de salida), esta condición es recomendada en los tutoriales de Fluent para simulaciones de problemas de convección natural; se utiliza para estimar la presión que tiene el fluido que cruza la superficie considerada.
- Pressure inlet (presión de entrada), es similar a la condición de frontera Pressure outlet.

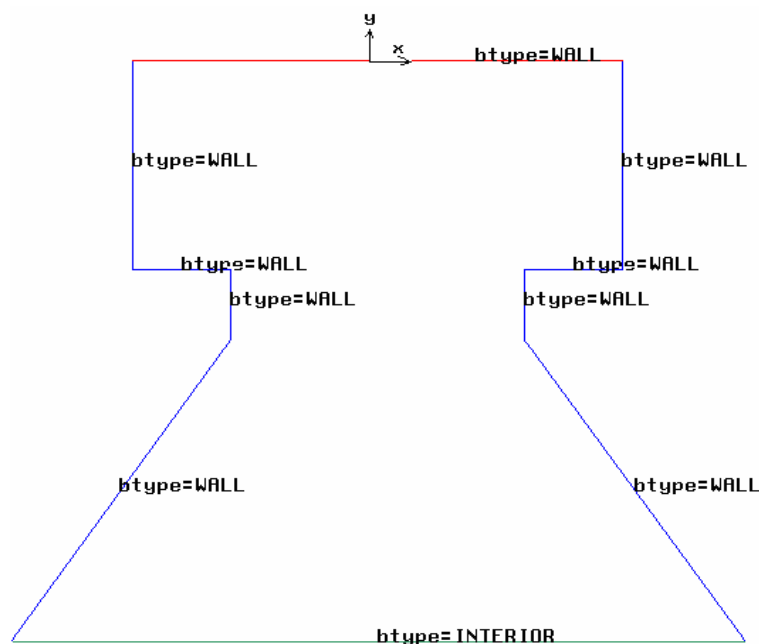


Figura 2.11 Condiciones de frontera en la cavidad.

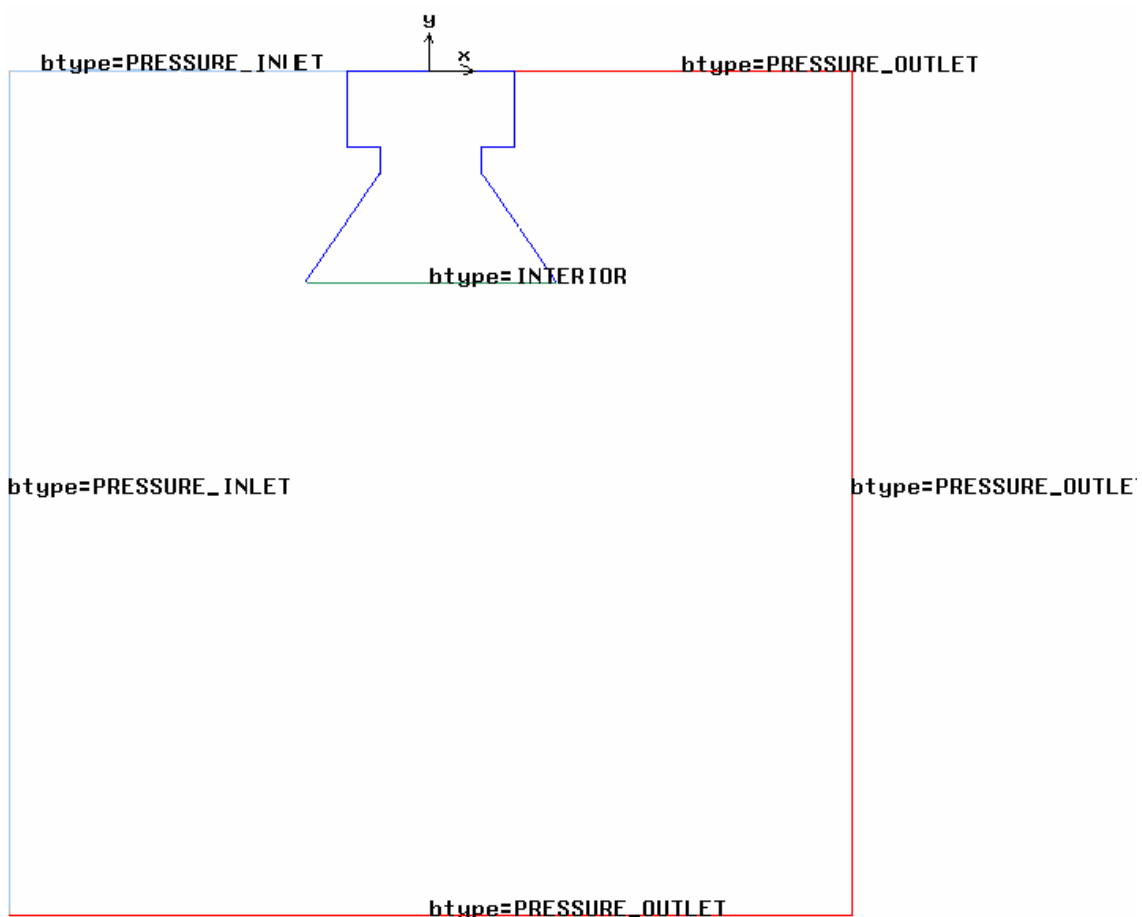


Figura 2.12 Condiciones de frontera en el dominio exterior.

En el programa Gambit es necesario conectar la cavidad y el dominio exterior, para que exista continuidad en la solución. En este trabajo la conexión fue del tipo FLUID (fluido) que representa una zona en la que internamente estará un fluido, ya sea líquido o gas.

#### 4. Solución numérica del problema

La siguiente etapa en la solución de un problema, es utilizar el programa Fluent para la solución numérica de las ecuaciones gobernantes a partir de la malla desarrollada previamente. Los pasos e instrucciones dadas a Fluent para la realización de la simulación se exponen brevemente en la Tabla 2.8.

Tabla 2.8 Pasos e instrucciones dadas a FLUENT para la simulación.

Paso	Accion (comandos)	Descripcion/Explicacion
1	Abrir FLUENT	
2	File/Read/Case	Se importa la malla
3	Grid/Check	Se comprueba que la malla esté en buen estado.
4	Grid/Scale	Se escogen las unidades de la escala geométrica.
5	Define/Units	Se define el sistema de unidades que se utilizará.
6	Define/Models/Solvers	Se deja todo por defecto excepto la opción time, se escoge la opción unsteady para problemas transitorios.
7	Define/Models/Energy	Se activa la ecuación de energía.
8	Define/Materials	Se selecciona el fluido de trabajo, para este caso será el aire. En este paso también se aplican los valores a las propiedades físicas del material así como el modelo matemático que seguirán dichas propiedades (ej si serán ctes, variables o algún otro modelo característico de las diferentes propiedades).
9	Define/Operating conditions	Se define el vector gravedad: ( $x=0$ , $y=-9.81 \text{ m/s}^2$ ), así como la temperatura de referencia $T_{\infty} = 300 \text{ K}$ .
10	Define/Boundary conditions	En este paso se le darán las especificaciones a las condiciones de frontera: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Wall, para las paredes que están aisladas térmicamente se toma un flujo de calor de cero y en la pared caliente se selecciona la condición de temperatura constante y se asigna el valor.</li> <li>• Interior, se dejan los valores por defecto.</li> <li>• Pressure inlet, se deja todo por defecto (debido a que inicialmente el aire está estático).</li> <li>• Pressure outlet, igual a la anterior no se le aplica ningún cambio.</li> </ul>
11	Solver/Controls/Solution	Pressure-Velocity Coupling: SIMPLE Under-Relaxation Factors: se dejan los valores por defecto excepto para las ecuaciones de momento y de presión que se da el valor de 0.8. Discretization: <ul style="list-style-type: none"> <li>• Pressure: PRESTO</li> <li>• Momentum: QUICK</li> <li>• Energy: QUICK</li> </ul>

12	Solver/Initialize/Initialize	<ul style="list-style-type: none"> <li>Reference Frame: absolute</li> <li>Compute from: all zones</li> <li>Los valores iniciales se dejan por defecto.</li> </ul>
13	Solver/Monitors/Residual	Se asignan los valores de los residuales que se utilizarán para verificar la convergencia. La solución converge cuando los valores de los residuales en una determinada iteración son menores al valor asignado.
14	Solver/Iterate	Se elige el tamaño del paso de tiempo, el número de pasos de tiempo y el número de iteraciones en cada paso. En el presente estudio se utilizó un paso de tiempo de 1 s, se realizaron 3600 pasos de tiempo y se aplicaron 10 iteraciones en cada paso de tiempo.

Las simulaciones realizadas en este trabajo se muestran en la Tabla 2.9. En total se realizaron 32 corridas para propiedades variables y aproximación de Boussinesq.

Tabla 2.9 Simulaciones para propiedades variables y aproximación de Boussinesq

Simulación	T <sub>H</sub> (K)	$\phi$	Simulación	T <sub>H</sub> (K)	$\phi$
1	400	90°	17	400	90°
2	400	120°	18	400	120°
3	400	135°	19	400	135°
4	400	150°	20	400	150°
5	600	90°	21	600	90°
6	600	120°	22	600	120°
7	600	135°	23	600	135°
8	600	150°	24	600	150°
9	800	90°	25	800	90°
10	800	120°	26	800	120°
11	800	135°	27	800	135°
12	800	150°	28	800	150°
13	1000	90°	29	1000	90°
14	1000	120°	30	1000	120°
15	1000	135°	31	1000	135°
16	1000	150°	32	1000	150°

### 3. Resultados

Los resultados obtenidos se presentan organizados en dos grupos:

1. Convección natural, aplicando la aproximación de Boussinesq.
2. Convección natural, considerando la variación de las propiedades con la temperatura.

Los parámetros estudiados son:

- a) La temperatura de la pared caliente ( $T_H$ ).
- b) El ángulo de inclinación de la cavidad ( $\phi$ ).

Los campos de temperatura y el patrón de flujo se muestran utilizando gráficas de contorno (isolíneas). Debido a que no fue posible alcanzar el estado permanente, los resultados corresponden a un tiempo de 1 hora.

#### 3.1 Convección natural considerando la variación de las propiedades con la temperatura

- a) Efecto de la temperatura en la pared caliente

En la Figura 3.1 se muestran los campos de temperatura (isotermas) para una cavidad con una inclinación de  $90^\circ$ , para diferentes valores de temperatura en la pared caliente. Se puede apreciar la formación de una capa límite térmica delgada en la pared caliente, desde la esquina inferior izquierda hasta aproximadamente dos terceras partes de la pared caliente. En la parte superior de la cavidad se observa la distribución de temperatura del fluido caliente que se mueve hacia la apertura de la cavidad para el instante seleccionado (1 hr). Los valores de las isotermas en la cavidad cambian de acuerdo a la temperatura de la pared caliente; sin embargo el patrón de flujo varía poco.



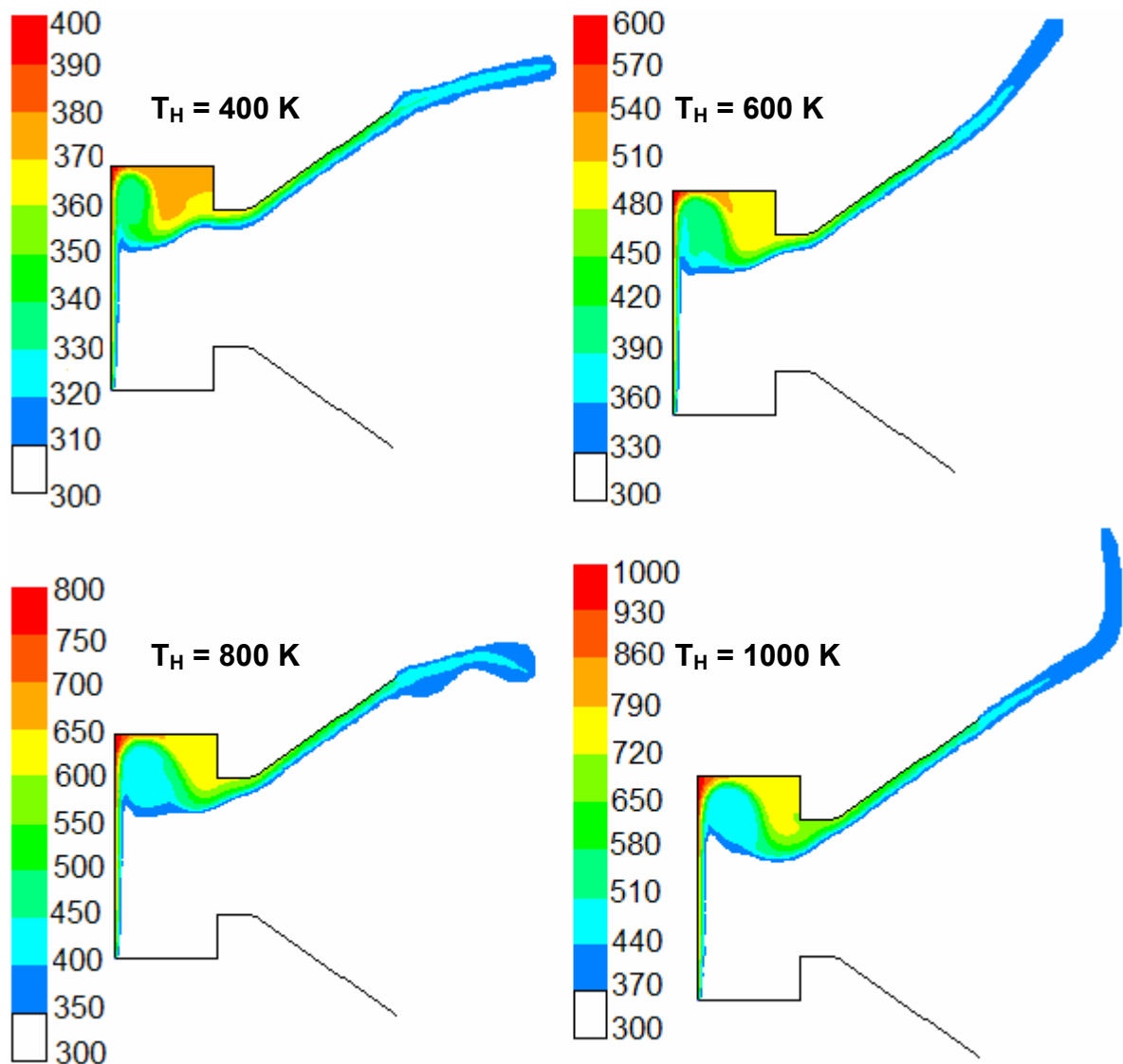


Figura 3.1 Contornos de temperatura (K) para una cavidad a  $90^\circ$ , considerando la variación de las propiedades del aire con la temperatura.

En la Figura 3.2 se muestran las líneas de corriente utilizadas para describir el patrón de flujo en la cavidad. Se aprecia que el fluido entra a la cavidad por la mitad inferior de la apertura, alcanza a la pared caliente y asciende. El fluido, al alcanzar la pared horizontal superior, cambia su dirección hacia la apertura y desciende por la reducción del área de sección transversal. El movimiento ascendente y descendente del fluido caliente para algunas temperaturas de la pared caliente ( $T_H=400$  K, 600 K y 1000 K), ocasiona la formación de un vórtice cerca de la esquina superior izquierda. La temperatura de la pared caliente afecta en forma significativa la velocidad de entrada y salida del fluido en la cavidad, como lo indican las velocidades de las líneas de corriente.

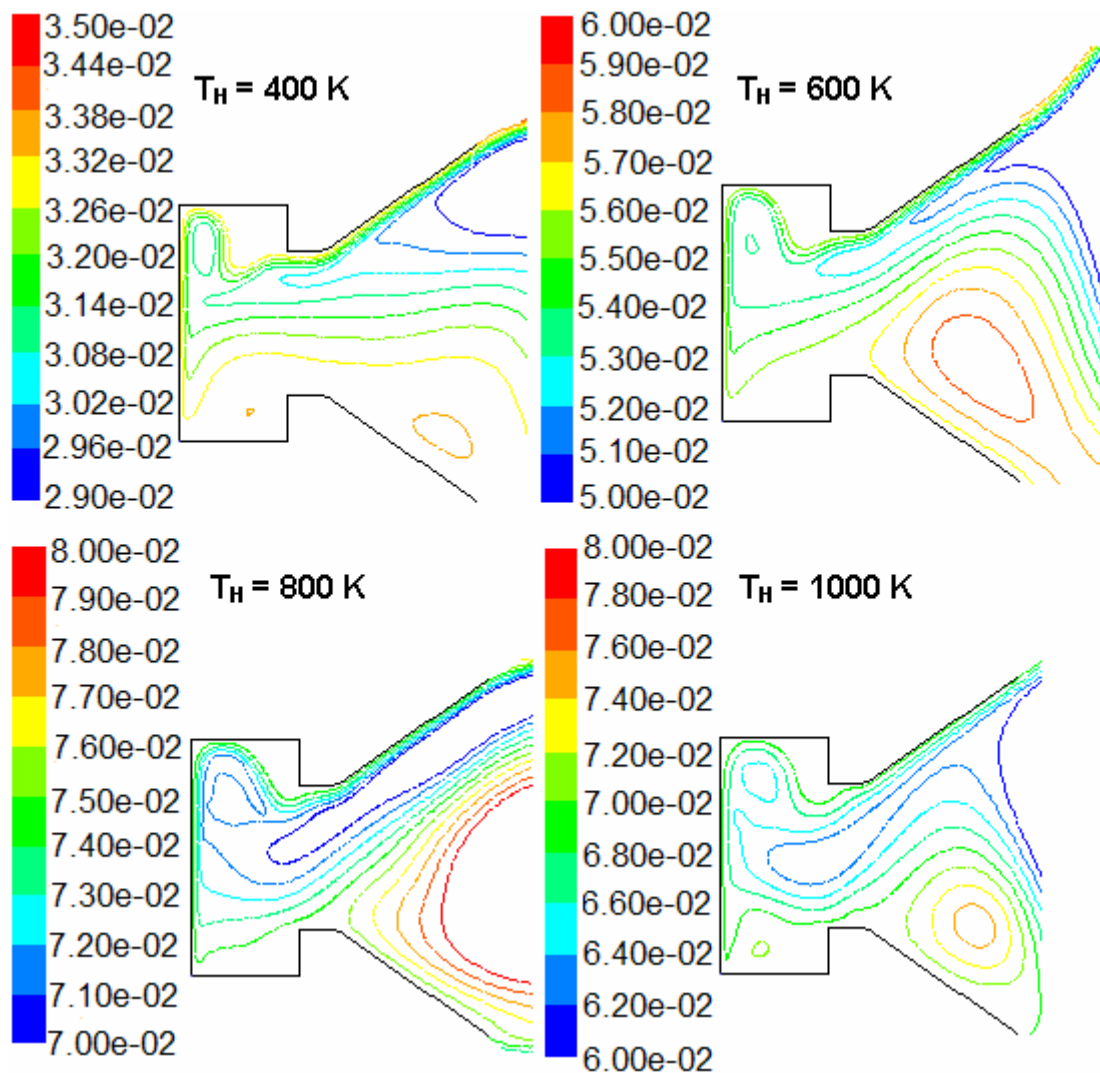


Figura 3.2 Líneas de corriente (kg/s) para la cavidad con una inclinación de  $90^\circ$ , considerando la variación de las propiedades del aire con la temperatura.

b) Efecto de la inclinación de la cavidad

La Figura 3.3 muestra los campos de temperatura (isotermas) para diferentes inclinaciones de la cavidad y con una  $T_H$  constante de 1000 K. Se observa que la inclinación de la cavidad modifica en forma muy notable el campo de temperatura. Al aumentar el ángulo de inclinación, el fluido impulsado por la fuerza de flotación se desplaza en forma diagonal en el interior de la cavidad. Este movimiento ocasiona una estratificación de la temperatura del fluido, que es paralela a su trayectoria de salida. Al aumentar el ángulo de inclinación, el volumen que ocupa el fluido que entra a la temperatura ambiente va disminuyendo, hasta que para  $\phi = 150^\circ$ , todo el fluido que se encuentra dentro de la cavidad tiene una temperatura superior a la del exterior.

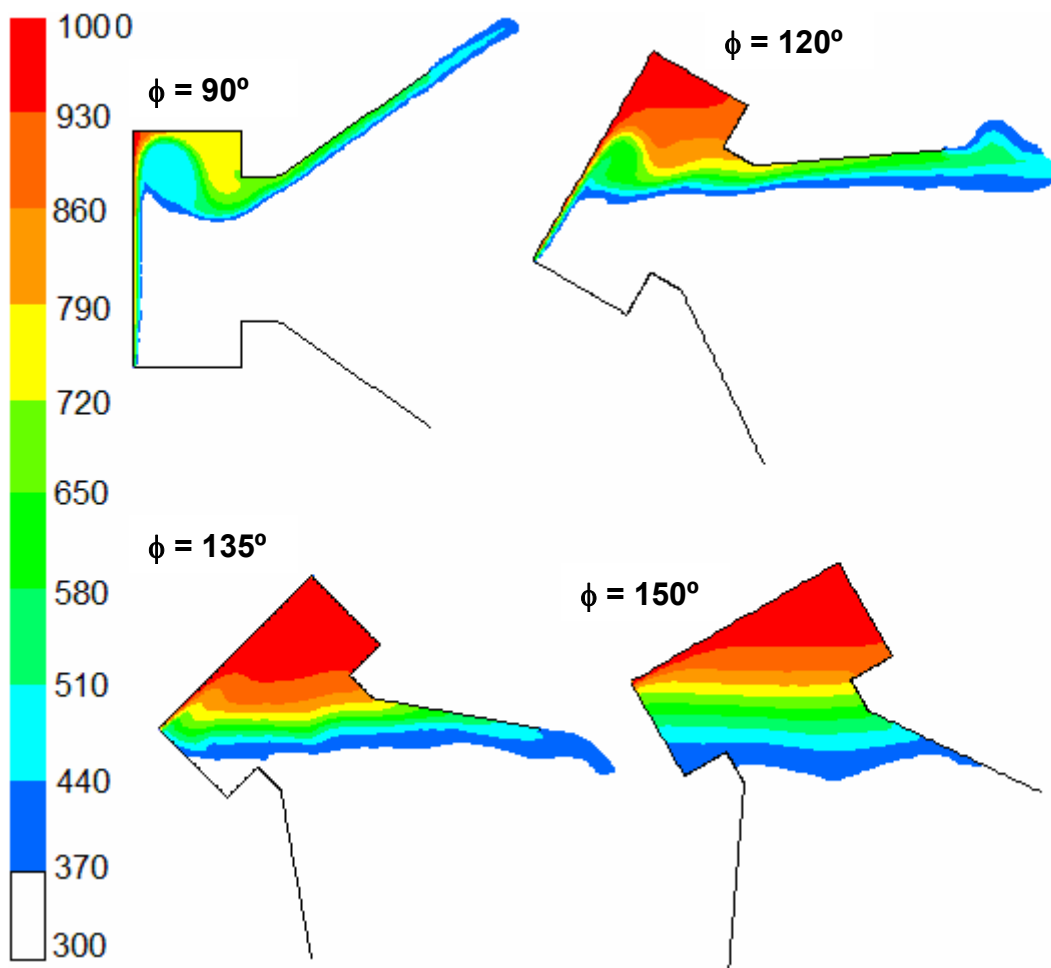


Figura 3.3 Contornos de temperatura (K) para la cavidad con la pared caliente a 1000 K, considerando la variación de las propiedades del aire con la temperatura.

En la Figura 3.4 se muestran los patrones de flujo en la cavidad para diferentes inclinaciones con  $T_H = 1000$  K. Al variar la inclinación de la cavidad de  $90^\circ$  a  $135^\circ$ , el fluido entra sesgado siguiendo la forma de la cavidad hasta la pared caliente, formándose un vórtice en la pared adiabática inferior de la sección rectangular. El fluido asciende por la pared caliente y sale en forma oblicua. En la sección cónica se forma un vórtice debido a las direcciones de los fluidos de entrada y salida. Para ángulos de inclinación de  $135^\circ$  y  $150^\circ$ , dentro de la cavidad se crean varios vórtices. Esto es por la dirección de la gravedad, que hace que la fuerza de flotación impulse al fluido verticalmente, pero la forma de la cavidad dificulta la salida del fluido cuando está se inclina y al quedarse el fluido confinado en el interior, el fluido frío no tiene espacio para penetrarla.

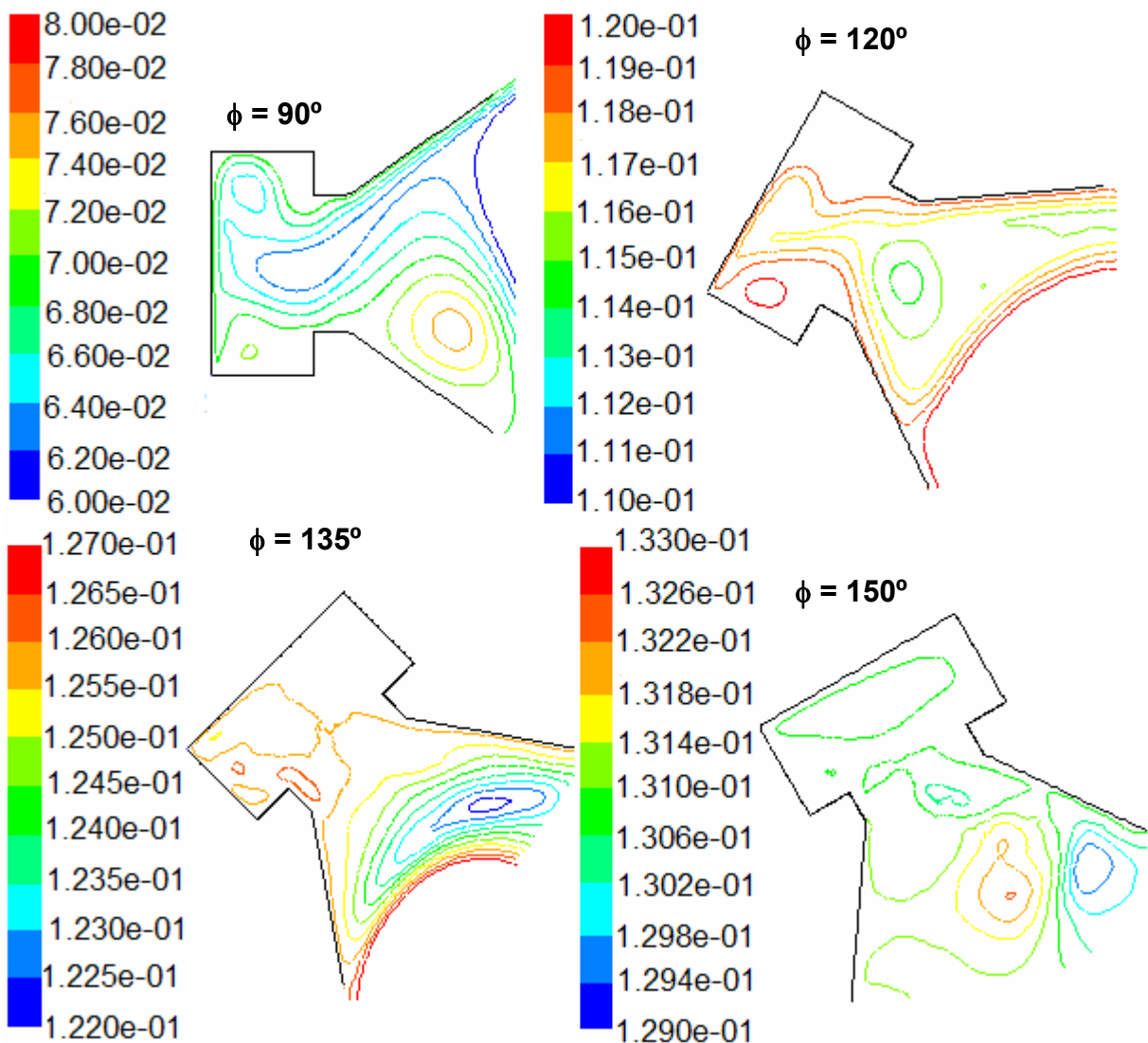


Figura 3.4 Líneas de corriente (kg/s) con la pared caliente de 1000 K, considerando propiedades físicas variables del aire.

## 3.2 Convección natural en el receptor, aplicando la simplificación de Boussinesq

### a) Efecto de la temperatura en la pared caliente

En la Figura 3.5 se muestran los campos de temperatura (isotermas) en la cavidad con una inclinación de  $90^\circ$ . Se observa para las diferentes temperaturas de la pared caliente, una capa límite térmica delgada en la pared caliente, desde la esquina inferior izquierda hasta aproximadamente dos tercios de la pared. En la parte superior de la cavidad se aprecia la distribución de temperatura del fluido caliente que se mueve hacia la apertura de la cavidad, para el instante seleccionado (ya que no se alcanzó el estado permanente). Los valores de temperatura en la cavidad, cambian de acuerdo a la temperatura de la pared caliente; sin embargo, el patrón varía poco.

En la Figura 3.6 se muestran las líneas de corrientes (las cuales son tangentes al vector velocidad) para describir el patrón de flujo en la cavidad. En general, para las cuatro temperaturas estudiadas, se aprecia que el fluido entra a la cavidad por la mitad inferior de la apertura, alcanza a la pared caliente y asciende. El fluido al alcanzar la pared horizontal superior, cambia su dirección hacia la apertura y desciende por la reducción del área de sección transversal en la apertura. El movimiento ascendente y descendente del fluido caliente ocasiona la formación de un vórtice cerca de la esquina superior izquierda. Para temperaturas de 600 K, 800 K y 1000 K, se aprecia un vórtice cerca de la esquina superior derecha, indicando una región de estancamiento de fluido caliente. La temperatura de la pared caliente afecta en forma significativa la velocidad de entrada y salida del fluido en la cavidad, como lo indican los valores de las líneas de corriente. Al aumentar la temperatura, se incrementa la velocidad con la que desplaza el fluido en la cavidad.

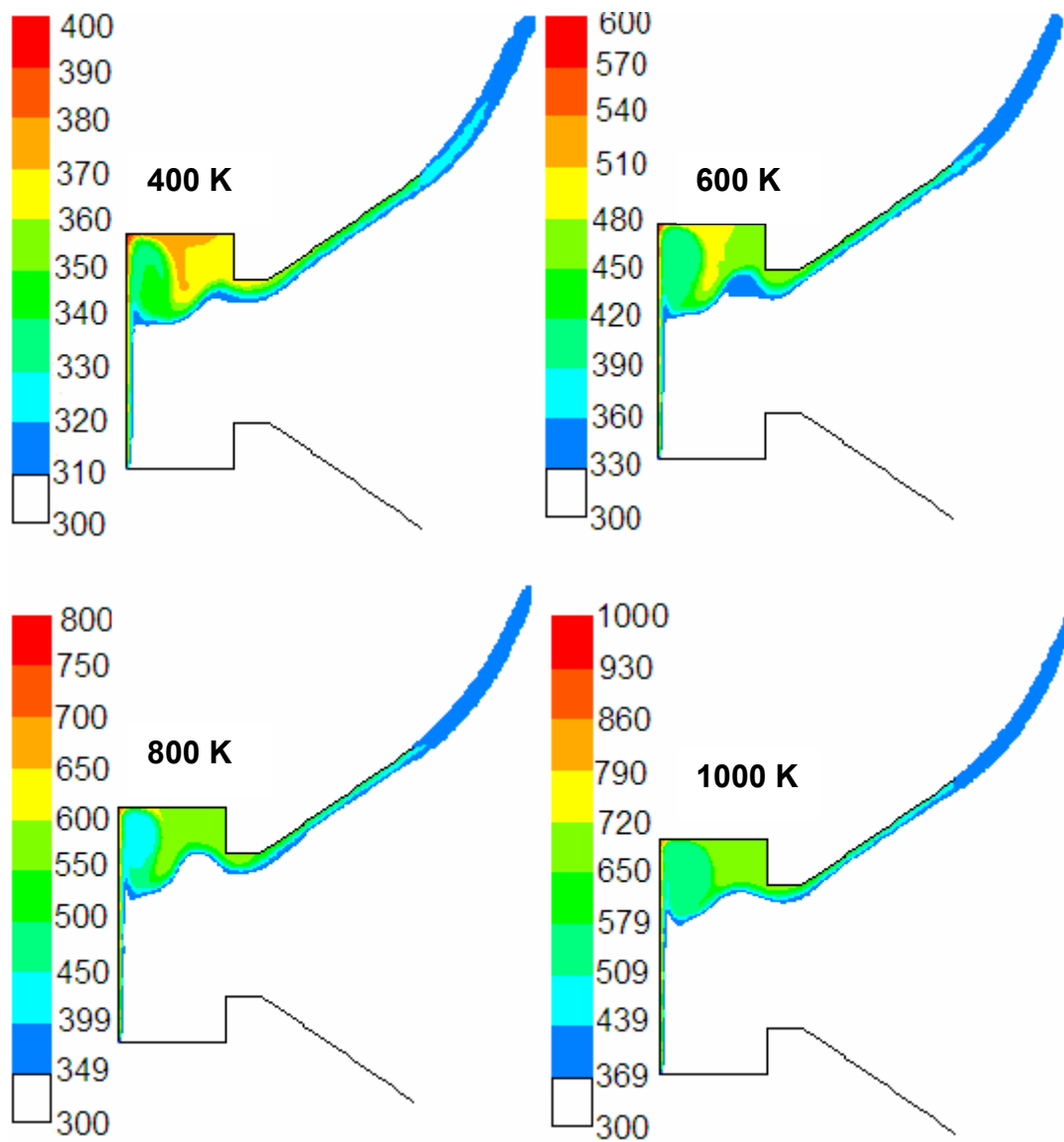


Figura 3.5 Contornos de temperatura (K) para la cavidad con una inclinación de 90°, aplicando la simplificación de Boussinesq.

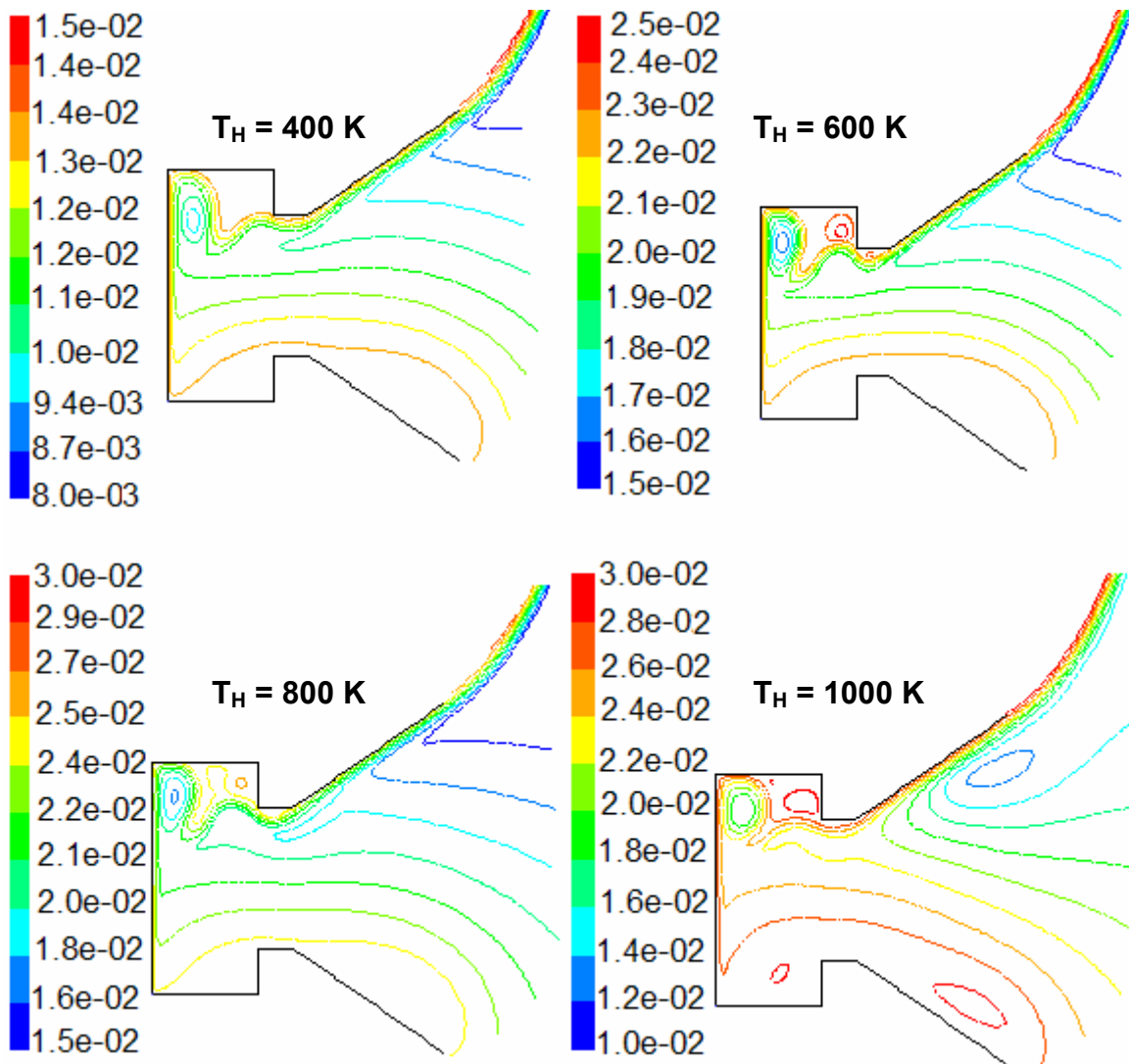


Figura 3.6 Líneas de corriente (kg/s) para la cavidad a una inclinación de  $90^\circ$ , aplicando la simplificación de Boussinesq.

## b) Efecto de la inclinación de la cavidad

La Figura 3.7 se muestra isotermas de temperaturas en la cavidad a diferentes ángulos de inclinación, pero manteniendo la pared caliente a una temperatura constante de 1000 K. Se aprecia que el ángulo de inclinación de la cavidad modifica en forma significativa el campo de temperatura. Al aumentar el ángulo de inclinación, el fluido impulsado por la fuerza de flotación se desplaza en forma oblicua en el interior de la cavidad. El desplazamiento ocasiona una estratificación de la temperatura del fluido, que es paralela a su trayectoria de salida. Al aumentar el ángulo de inclinación, el volumen que ocupa el fluido que entra a la temperatura ambiente va disminuyendo, hasta que para  $\phi = 150^\circ$ , todo el fluido en el interior de la cavidad tiene una temperatura superior a la del exterior.

En la Figura 3.8 se muestran los patrones de flujo, para diferentes inclinaciones de la cavidad con una temperatura en la pared caliente de 1000 K. Se aprecia que al variar la inclinación de la cavidad de  $90^\circ$  a  $120^\circ$ , en la parte superior se forma una zona de recirculación del fluido que ocupa alrededor de una cuarta parte de la cavidad y el fluido caliente sale en forma oblicua. Cuando la inclinación de la cavidad es de  $135^\circ$ , se observan varios vórtices en el interior de la cavidad indicando que el fluido se encuentra confinado. Las líneas de corriente muestran también que el fluido frío entra a la cavidad pero no llega a tocar la pared caliente, lo que tendrá como efecto una reducción en la transferencia de calor. Finalmente, para un ángulo de inclinación de  $150^\circ$ , en el interior de la cavidad se observan muchos vórtices y la penetración del fluido frío a la cavidad se ha reducido aún más. Lo anterior puede ser explicado por la dirección de la gravedad, que hace que la fuerza de flotación impulse al fluido en dirección vertical ascendente, pero la forma de la cavidad dificulta la salida del fluido cuando la cavidad se inclina y al quedarse el fluido confinado en el interior, el fluido frío no tiene espacio para penetrar en la cavidad.



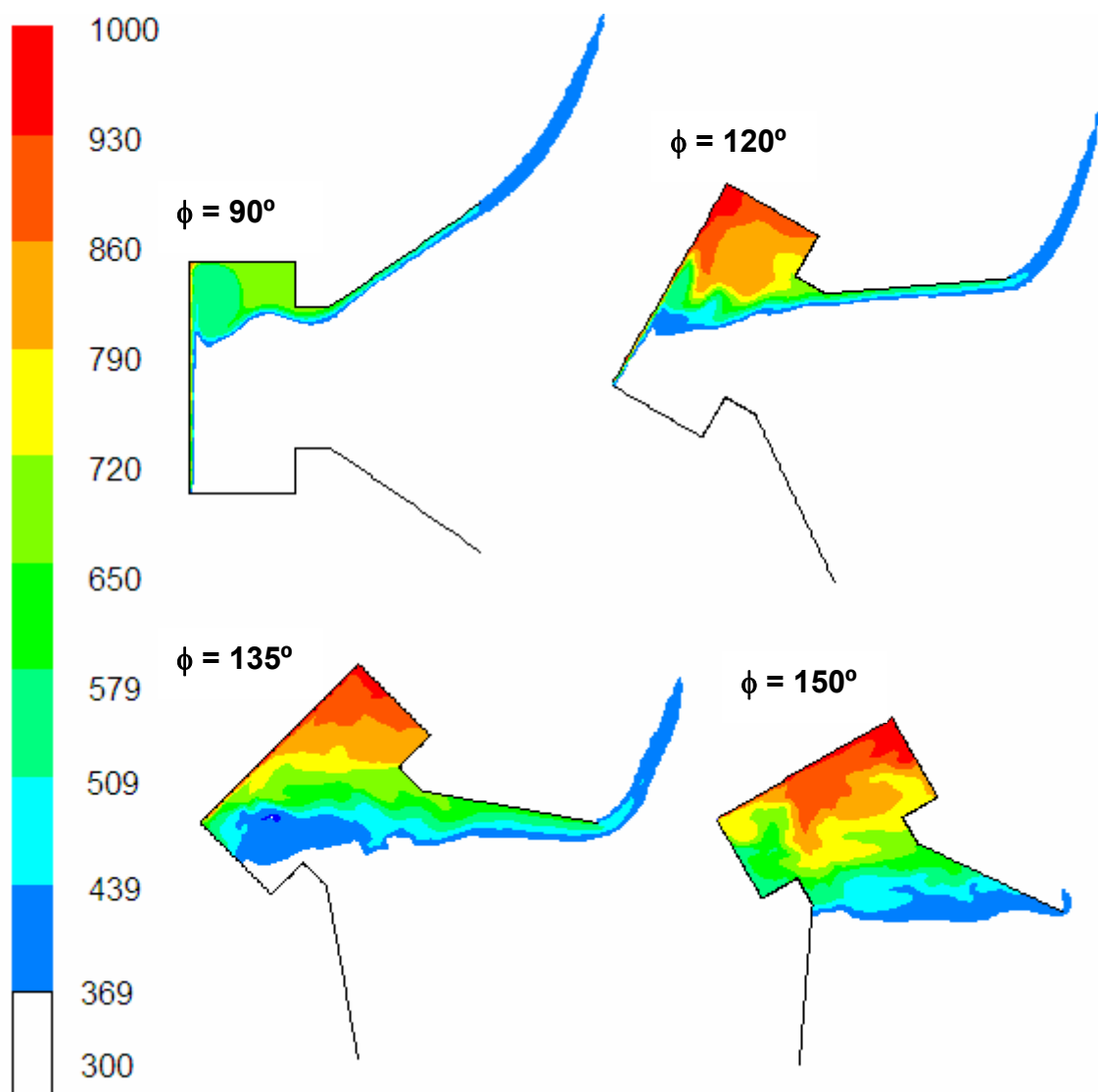


Figura 3.7 Contornos de temperatura (K) para la cavidad con la pared caliente a 1000 K, aplicando la simplificación de Boussinesq.

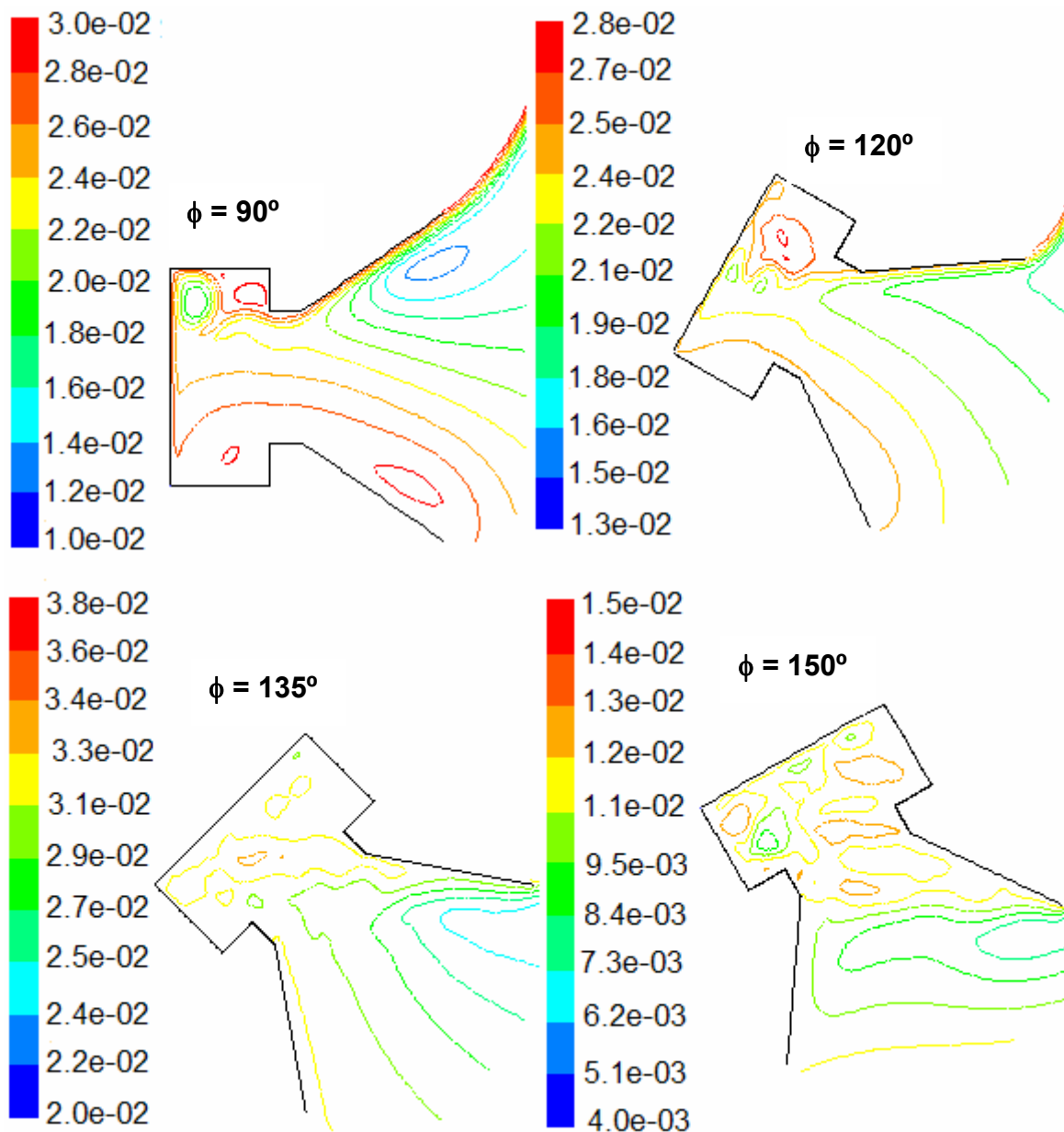


Figura 3.8 Líneas de corriente (kg/s) con la pared caliente de 1000 K, aplicando la simplificación de Boussinesq.

### 3.3 Transferencia de calor

A continuación se presentan los resultados de la transferencia de calor por convección natural en la cavidad, para los casos estudiados. Conviene reiterar que debido a que el sistema no alcanzó el estado permanente, los datos corresponden a un tiempo de una hora.

En la Tabla 3.1 se presentan los valores de la transferencia de calor de la pared caliente hacia el fluido, considerando que las propiedades del fluido varían con la temperatura. La transferencia de calor aumenta con el incremento de la temperatura de la pared caliente, y disminuye en forma muy importante al aumentar la inclinación de la cavidad. El mayor valor obtenido para la transferencia de calor en la pared caliente es de 1308.38 W para una inclinación de 90° y  $T_H = 1000$  K.

Tabla 3.1 Calor transferido (W) por la pared caliente considerando que las propiedades del fluido varían con la temperatura.

$T_H$ (K) \ $\phi$	400	600	800	1000
90°	127.55	495.30	905.00	1308.38
120°	81.53	323.30	593.27	871.50
135°	16.82	111.77	179.57	247.16
150°	4.30	20.01	68.84	91.70

Las diferencias porcentuales de la transferencia de calor (utilizando propiedades físicas variables) al variar la temperatura en la pared caliente, se presentan en la Tabla 3.2. Se aprecia que para una inclinación determinada, al aumentar la temperatura  $T_H$ , la diferencia porcentual disminuye. Las diferencias porcentuales estuvieron en el rango de 33.2% (para una inclinación de 150° y un cambio de temperatura de 800 K a 1000 K) a 564.5% (inclinación 135° y un cambio de temperatura de 400 K a 600 K).

Tabla 3.2 Diferencia porcentual de la transferencia de calor al variar la temperatura de la pared caliente considerando propiedades variables.

$T_H$ (K) \ $\phi$	400	600	800	1000
90°	-----	288.3	82.7	44.6
120°	-----	296.5	83.5	46.9
135°	-----	564.5	60.7	37.6
150°	-----	365.3	244.0	33.2

El efecto de la inclinación de la cavidad sobre la transferencia de calor (utilizando propiedades físicas variables) se presenta en forma de diferencias porcentuales en la Tabla 3.3. Las diferencias porcentuales estuvieron en el rango de -33.4 % ( $T_H = 1000$  K con un cambio en la inclinación de 90° a 120°) a -82.1% ( $T_H = 600$  K con una variación en la inclinación de 135° a 150°).

Tabla 3.3 Diferencia porcentual de la transferencia de calor al variar la inclinación de la cavidad considerando propiedades variables.

$T_H$ (K) \ $\phi$	400	600	800	1000
90°	-----	-----	-----	-----
120°	-36.1	-34.7	-34.4	-33.4
135°	-79.4	-65.4	-69.7	-71.6
150°	-74.4	-82.1	-61.7	-62.9

La Tabla 3.4 presenta los valores calculados por el programa Fluent, aplicando la simplificación de Boussinesq. Se aprecia que a medida que la temperatura aumenta, el valor del calor transferido también aumenta; esto es por que el gradiente de temperatura entre el fluido (aire) y la pared caliente se incrementa. Por otro lado, el valor del calor transferido de la pared caliente hacia el fluido disminuye considerablemente al aumentar el ángulo de inclinación de la cavidad. El valor más alto de la transferencia de calor en la pared caliente es

de 1370.12 W para una inclinación de 90° y  $T_H = 1000$  K y el valor más bajo es de 5.02 W para 150° y  $T_H = 400$  K.

En la Tabla 3.5 se presenta las diferencias porcentuales de la transferencia de calor (utilizando la aproximación de Boussinesq) al aumentar la temperatura de la pared caliente. Se aprecia que para una inclinación determinada, a medida que aumenta la temperatura de la pared caliente la diferencia porcentual de la transferencia de calor tiende a decrecer, excepto para una inclinación de 150°, en donde al variar la temperatura de la pared caliente de 800 K a 1000 K, la diferencia porcentual aumenta de 46.6% a 149.5 %. Las diferencias porcentuales estuvieron en el rango de 25 % (para una inclinación de 135° y un cambio de temperatura de 800 K a 1000 K) a 1366.5% (inclinación 135° y un cambio de temperatura de 400 K a 600 K).

Tabla 3.4 Calor transferido por la pared caliente (W) utilizando la simplificación de Boussinesq.

$\phi \backslash T_H(K)$	400	600	800	1000
90°	133.63	506.34	928.77	1370.12
120°	86.51	343.57	642.09	1014.72
135°	34.76	278.21	462.22	577.78
150°	5.02	73.62	107.96	269.34

Tabla 3.5 Diferencia porcentual del calor transferido por la pared caliente debido a la temperatura  $T_H$  utilizando la simplificación de Boussinesq.

$\phi \backslash T_H (K)$	400	600	800	1000
90°	-----	278.9	83.4	47.5
120°	-----	297.1	86.9	58.0
135°	-----	700.4	66.1	25.0
150°	-----	1366.5	46.6	149.5

La Tabla 3.6 presenta las diferencias porcentuales de la transferencia de calor (utilizando la aproximación de Boussinesq), al aumentar la inclinación de la cavidad. Se observa que al aumentar la inclinación de la cavidad, la diferencia porcentual de la transferencia de calor también crece en magnitud, excepto para  $T_H = 600$  K y una variación en la inclinación de  $120^\circ$  a  $135^\circ$  (la diferencia porcentual disminuye de  $-32.1\%$  ha  $-19.0\%$ ) y  $T_H = 800$  K con un cambio en la inclinación de  $120^\circ$  a  $135^\circ$  (la diferencia en por ciento decrece de  $-30.9\%$  ha  $-28.0\%$ ). Las diferencias porcentuales estuvieron en el rango de  $-19.0\%$  ( $T_H = 800$  K con un cambio en la inclinación de  $120^\circ$  a  $135^\circ$ ) a  $-85.6\%$  ( $T_H = 400$  K con una variación en la inclinación de  $135^\circ$  a  $150^\circ$ ).

Tabla 3.6 Diferencia porcentual del calor transferido por la pared caliente debido a la inclinación de la cavidad utilizando la simplificación de Boussinesq.

$T_H$ (K) \ $\phi$	400	600	800	1000
$90^\circ$	-----	-----	-----	-----
$120^\circ$	-35.3	-32.1	-30.9	-25.9
$135^\circ$	-59.8	-19.0	-28.0	-43.1
$150^\circ$	-85.6	-73.5	-76.6	-53.4

En la Tabla 3.7 se presentan las diferencias porcentuales, entre los datos de la transferencia de calor de la pared caliente usando la aproximación de Boussinesq y considerando propiedades variables. Se aprecia que las diferencias son positivas, lo que indica que con la aproximación de Boussinesq sobrestima la transferencia de calor. La diferencia mayor es de  $65.95\%$  ( $T_H = 1000$  K y  $150^\circ$ ) y la menor de  $2.18\%$  ( $T_H = 600$  K y  $90^\circ$ ), con un valor promedio de  $29.14\%$  y una desviación estándar de  $27.34\%$ .

Tabla 3.7 Diferencia porcentual entre el flujo de la transferencia de calor con la aproximación de Boussinesq contra propiedades variables.

$\phi$ \ $T_H$ (K)	400	600	800	1000	Promedio
90°	4.54	2.18	2.55	4.50	3.44
120°	5.76	5.89	7.60	14.11	8.34
135°	51.62	59.82	61.15	57.22	57.45
150°	14.36	72.81	36.23	65.95	47.33
Promedio	19.07	35.17	26.88	35.44	29.14

### 3.4 Coeficiente convectivo (h)

El coeficiente convectivo de transferencia de calor (h), a diferencia de la conductividad térmica, no es una propiedad del material, sino que depende de la geometría, del fluido, velocidad y otras características del sistema. Por lo tanto, el coeficiente convectivo debe ser calculado teóricamente o encontrado experimentalmente para cada sistema analizado. Para el cálculo de h se utilizó la ecuación (1.1) de la ley de enfriamiento de Newton

En la Tabla 3.8 se presentan los resultados de los coeficientes de transferencia de calor por convección natural en la cavidad, obtenidos con la simplificación de Boussinesq. Para ángulos de inclinación de la cavidad de 90° y 120°, al aumentar la temperatura se incrementa el coeficiente convectivo. Cuando la cavidad tiene un inclinación de 135°, el coeficiente convectivo aumenta al variar la temperatura de 400 K a 600 K y disminuye al incrementar la temperatura de 600 K a 1000K. Finalmente para un ángulo de inclinación de 150°, la variación del coeficiente convectivo con la temperatura es irregular, aumenta cuando la temperatura cambia de 400 K a 600 K; disminuye para 800 K y vuelve a aumentar en 1000 K.

Tabla 3.8 Valor del coeficiente convectivo ( $W/m^2 \cdot K$ ) obtenidos con la simplificación de Boussinesq.

$T_H$ (K) \ $\phi$	400	600	800	1000
90°	6.68	8.35	9.29	9.79
120°	4.33	5.73	6.42	7.25
135°	1.74	4.64	4.62	4.13
150°	0.25	1.23	1.08	1.92

Los resultados del coeficiente convectivo de transferencia de calor en la cavidad considerando propiedades variables, se muestran en la Tabla 3.9. Cuando la inclinación de la cavidad es de 90° y 120°, el coeficiente convectivo se incrementa al aumentar la temperatura. Para una inclinación de 135°, el coeficiente convectivo aumenta al aumentar la temperatura de 400 K a 600 K y disminuye al incrementar la temperatura de 600 K a 1000K. Finalmente, para un ángulo de inclinación de 150°, la variación del coeficiente convectivo con la temperatura es irregular; aumenta cuando la temperatura cambia de 400 K a 600 K; disminuye para 800 K y vuelve a aumentar en 1000 K.

Tabla 3.9 Valores del coeficiente convectivo ( $W/m^2 \cdot K$ ) obtenidos considerando que las propiedades del aire varían con la temperatura.

$T_H$ (K) \ $\phi$	400	600	800	1000
90°	6.38	8.25	9.05	9.34
120°	4.08	5.39	5.93	6.22
135°	0.84	1.86	1.80	1.77
150°	0.21	0.33	0.69	0.65

En la Tabla 3.10 se presenta la diferencia porcentual entre los datos de los coeficientes convectivos calculados utilizando la aproximación de Boussinesq y los obtenidos cuando las propiedades varían con la temperatura. Como las diferencias porcentuales son positivas, entonces la aproximación de



Boussinesq sobrestima a los coeficientes convectivos de transferencia de calor. La diferencia mayor es de 72.81 % ( $T_H=600$  K y  $150^\circ$ ) y la menor de 1.12 % ( $T_H=600$  K y  $90^\circ$ ), con un valor promedio de 29.04 % y una desviación estándar de 27.5 %.

Tabla 3.10 Diferencia porcentual entre los cálculos del coeficiente convectivo con la aproximación de Boussinesq y propiedades variables.

$T_H$ (K) \ $\phi$	400	600	800	1000	Promedio
90°	4.55	1.12	2.55	4.50	3.18
120°	5.76	3.36	7.60	16.06	8.19
135°	51.62	59.82	61.15	57.22	57.45
150°	14.39	72.81	36.23	65.95	47.34
Promedio	19.08	34.27	26.88	35.93	-----

## 4. Conclusiones y recomendaciones

En este trabajo se realizó un estudio numérico de la transferencia de calor en el receptor de un concentrador solar de foco puntual de tipo plato parabólico. La configuración estudiada corresponde a una cavidad rectangular-cónica con una pared isotérmica y las demás paredes aisladas térmicamente. El estudio se enfocó a obtener para diferentes condiciones de operación, los patrones de flujo y los campos de temperatura, así como a determinar la transferencia de calor.

A partir de los resultados obtenidos en el presente estudio, se puede concluir lo siguiente:

1. El programa comercial Fluent, establece que para las condiciones estudiadas el flujo no alcanza el estado permanente.
2. La transferencia de calor se incrementa al aumentar la temperatura de la pared caliente de la cavidad. Al cambiar la temperatura de 400 K a 1000 K, la transferencia de calor, considerando propiedades variables, aumenta entre 925 % (90°) y 2032 % (150°).
3. Al aumentar el ángulo de inclinación se disminuye el flujo de transferencia de calor. La transferencia de calor, considerando propiedades variables, se reduce entre 92% ( $T_H=1000$  K) y 96 % ( $T_H=400$  K), al variar la inclinación de la cavidad de 90° a 150°.
4. El ángulo de inclinación de la cavidad modifica en forma significativa los patrones de temperatura y de flujo. Al aumentar el ángulo de inclinación el fluido caliente queda confinada en parte superior, reduciéndose el contacto del fluido frío que entra con la pared caliente.
5. La aproximación de Boussinesq sobrestima la transferencia de calor. La diferencia mayor fue de 65.95 % ( $T_H=1000$  K y 150°) y la menor de 2.18 % ( $T_H=600$  K y 90°), con un valor promedio de 29.14 % y una desviación estándar de 27.34 %.

6. Los resultados del coeficiente convectivo ( $h$ ) obtenidos a partir de la simulación se encuentran en el intervalo de  $0.21-9.79 \text{ W/m}^2\text{K}$ . Los valores mas bajos se encontraron para un ángulo de  $150^\circ$  y los más altos para  $90^\circ$ .
7. La aproximación de Boussinesq sobrestima a los coeficientes convectivos de transferencia de calor. La diferencia mayor es de  $72.81 \%$  ( $T_H=600 \text{ K}$  y  $150^\circ$ ) y la menor de  $1.12 \%$  ( $T_H=600 \text{ K}$  y  $90^\circ$ ), con un valor promedio de  $29.04 \%$  y una desviación estándar de  $27.5 \%$ .

Se sugiere para estudios posteriores, las siguientes recomendaciones:

- 1) Extender el estudio a tres dimensiones, para poder apreciar los patrones de flujo de una manera más realista.
- 2) Realizar estudios de la transferencia de calor por convección forzada, debido que es posible que el equipo en su operación se encuentre interactuando con corrientes de aire.
- 3) Investigar pérdidas por intercambio radiativo en la cavidad abierta, para conocer la contribución e incremento de la transferencia de calor.
- 4) Llevar acabo la experimentación del estudio, para comparar los resultados con los de la simulación.

## Referencias

1. [www.un.org/spanish/News/](http://www.un.org/spanish/News/). (Pagina oficial de la ONU).
2. [www.climauson.com](http://www.climauson.com). (Pagina del centro climatológico de la Universidad de Sonora).
3. Kolb G.J., Strachan J.W. y Estrada C.A. "Proyecto Torre Central para Mexico", *Revista Solar*, 40, pp. 16-23. 2000.
4. William B. Stine, Richard B. Diver. "A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology", pp. 5-10, 69-82. 1994.
5. Incropera, F.P. de WIT, D.P., *Fundamentos de Transferencia de Calor*, ED. Prentice Hall, 4ta ed., México, pp. 284-303, 482-486. 2001.
6. T. Taumoeffolau, S. Paitoonsurikarn, G. Hughes and K. Lovegrove. "Experimental Investigation of Natural Convection Heat Loss from a Model Solar Concentrator Cavity Receiver", *Journal of Solar Energy Engineering*, 126, pp. 801-807. 2002.
7. D.J. Reynolds, M.J. Jance, M. Behnia and G.L. Morrison. "An Experimental and Computational Study of the Heat Loss Characteristics of a Trapezoidal Cavity Absorber", *Solar Energy*, 76, pp. 229-234. 2004.
8. Kribus, P. Doron, R. Rubin, J. Karni, R. Reuven, S. Duchan and E. Taragan. "A Multistage Solar Receiver: the Route to High temperature", *Solar Energy*, 67, pp. 3-11. 1999.
9. Chan Y.L. and Tien C.L., "A Numerical Study of Two-dimensional Laminar Natural Convection in a Shallow Open Cavity", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 28, no.1, pp. 603-612, 1985.
10. K. Matrawy. "Theoretical Analysis for an Air Heater with a Box-Type Absorber", *Solar Energy*, 63, pp. 191-198. 1998.
11. T. Hahm†, H. Schmidt-Traub and B. Lebmann. "A Cone Concentrator for High-Temperature Solar Cavityreceivers", *Solar Energy*, 65, pp.33-41. 1999.
12. R. Pitz-Paal†, B. Hoffschmidt, M. Bohmer and M. Becker. "Experimental and Numerical Evaluation of the Performance and Flow Stability of Different Types of Open Volumetric Absorber under Non-Homogeneous Irradiation", *Solar Energy*, 60, pp. 135-150. 1997.

13. T. Taumoefolau and K. Lovegrove, "An Experimental Study of Natural Convection Heat Loss from a Solar Concentrator Cavity Receiver at Varying Orientation", Australian and New Zealand Solar Energy Society. 2002.
14. Hinojosa F., "Transferencia de Calor en una Cavidad Cúbica Abierta en una de sus Caras como Receptor de un Concentrador Solar de Foco Puntual", 2004.
15. Xamán J., Notas del curso; "Transferencia de Calor en Sistemas Térmicos: Soluciones Analíticas-Numéricas", pp. 87-103. 2006.
16. Chan Y.L. and Tien C.L., "A Numerical Study of Two-dimensional Natural Convection in Square Open Cavities", Numerical Heat Transfer, vol. 8, pp. 65-80. 1985.
17. Fluent Inc., Fluent 6.2, "User's Guide". 2005.
18. Fluent Inc., Fluent 6.2, "Getting Started Guide". 2005.
19. Fluent Inc., Fluent 6.2, "Tutorial Guide". 2005.
20. Fluent Inc., Gambit 2.3, "Documentation". 2005.