



"El saber de mis hijos  
hará mi grandeza"

# **UNIVERSIDAD DE SONORA**

---

## **DIVISIÓN DE INGENIERÍA**

### **POSGRADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**

ESTUDIO NUMÉRICO DE LA GENERACIÓN DE  
ENTROPIA EN RECEPTORES SOLARES DE  
CAVIDAD

**TESIS**

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:**

**MAESTRO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**

**PRESENTA:**

**DAVID ANTONIO BUENTELLO MONTOYA**

**DIRECTOR: JESUS FERNANDO HINOJOSA PALAFOX**

**Hermosillo, Sonora**

**Mayo, 2016**

# UNIVERSIDAD DE SONORA

## APROBACION DEL JURADO

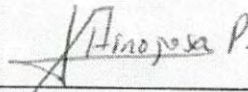
de la tesis presentada por:

**David Antonio Buentello Montoya**

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

6-11-15

Fecha



Dr. Jesús Fernando Hinojosa Palafox  
Presidente

6-11-15

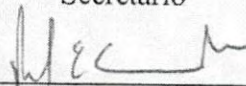
Fecha



Dr. Manuel Rérez Tello  
Secretario

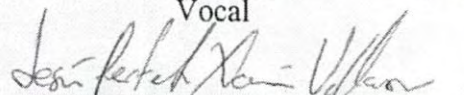
6/11/15

Fecha



Dr. Rafael Enrique Cabanillas López  
Vocal

\_\_\_\_\_  
Fecha



Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor  
Sinodal Externo



"El saber de mis hijos  
hará mi grandeza"

# UNIVERSIDAD DE SONORA

División de Ingeniería

---

Posgrado en Ciencias de la Ingeniería: Ingeniería Química

## AUTORIZACION DEL EXAMEN DE GRADO

Noviembre 11 de 2015.

Por la presente se hace constar que el estudiante: **DAVID ANTONIO BUENTELLO MONTOYA**, ha cumplido satisfactoriamente con los requisitos académicos correspondientes para la realización del Examen de grado del programa de Maestría en Ciencias de la Ingeniería.

**DR. JESUS FERNANDO HINOJOSA PALAFOX**  
**COORDINADOR**  
**POSGRADO EN CIENCIAS DE LA INGENIERÍA**

## RESUMEN

El incremento de la población, el agotamiento de los combustibles fósiles y la preocupación medioambiental han orillado a la humanidad a la búsqueda de fuentes alternativas de energía, como la energía solar. El aprovechamiento de la energía solar, al igual que cualquier otra forma de energía, involucra de manera intrínseca generación de entropía, es decir, pérdidas o desperdicios de energía ocasionados por irreversibilidades dentro del sistema.

En éste trabajo se realizaron estudios para analizar las irreversibilidades asociadas con la transferencia de calor por los mecanismos de conducción, convección y radiación dentro de una cavidad abierta con dominio extendido y diferentes ángulos de inclinación con el objetivo de simular la generación de entropía o irreversibilidades dentro de un receptor solar de cavidad. Para la obtención de los resultados, se escribió un código en FORTRAN 90/95 y se utilizó el método de volumen finito para la discretización de las ecuaciones de transporte del sistema; los términos convectivos fueron tratados con el esquema híbrido y se utilizó el algoritmo SIMPLE para el acoplamiento de la presión con el resto de las ecuaciones. Los factores de vista fueron obtenidos con el método de cuerdas cruzados de Hottel y la ecuación de transferencia radiativa fue resuelta con el método de Radiosidad-Irradiancia. Los resultados fueron presentados mediante gráficas obtenidas utilizando el software TECPLOT.

Los resultados indicaron una fuerte dependencia entre la generación de entropía y el ángulo de inclinación de la cavidad, así como una relación directa entre el número de Rayleigh y el gradiente de temperatura adimensional con la generación de entropía. Además se determinó que existe una influencia importante del intercambio radiativo en la generación de entropía dentro de la cavidad.

## ABSTRACT

The increase in population, the exhaustion of fossil fuel supplies and the increasing environmental concern, has bound humankind into the search for alternate sources of energy such as solar energy. The usage of solar energy, as with every other kind of energy, intrinsically involves generation of entropy, namely, losses or wastes of energy by irreversibilities inside the system.

In this work, research was conducted in order to analyze the irreversibilities associated to heat transfer by conduction, convection and radiation in an open square cavity in 2D with extended domain and different tilting angles with the purpose of simulating entropy or irreversibilities generation inside of a cavity-type solar receiver. For obtaining the results, a FORTRAN 90/95 code was developed: finite-volume method was used for the discretization of the transport equations; the convective terms were treated with the Hybrid scheme and the SIMPLE algorithm was used for coupling pressure with the rest of the equations. View factors were obtained via Hottel's Crossed-string method and the radiative transfer equation was solved with the Radiosity-Irradiance method. Results were presented mainly by graphics obtained using the software TECPLOT.

Results showed a strong dependence between entropy generation and the angle of the cavity, as well as a direct relationship of entropy generation with Rayleigh's number and the dimensionless temperature gradient. Moreover, it was determined that radiative interchange has an important impact in entropy generation inside the cavity.

---

---

## TABLA DE CONTENIDO

RESUMEN.....	IV
ABSTRACT .....	VI
LISTA DE FIGURAS .....	VIII
LISTA DE TABLAS .....	XII
NOMENCLATURA .....	XIII
CAPÍTULO 1 .....	1
INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS .....	1
1.1 Justificación.....	7
1.2 Objetivo General .....	7
1.3 Objetivos Específicos .....	7
CAPÍTULO 2 .....	8
REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA .....	8
2.1 Descripción general .....	8
2.2 Convección natural y radiación en una cavidad abierta .....	8
2.3 Estudios de la generación de entropía.....	9
2.4 Estudios de la generación de entropía en cavidades.....	10
2.5 Estudios del efecto de la radiación en la generación de entropía .....	13
CAPÍTULO 3 .....	14
MATERIALES Y MÉTODOS .....	14
3.1 Metodología general .....	14
3.2 Descripción del modelo físico.....	16
3.3 Definición del modelo matemático .....	18
3.4 Discretización de las ecuaciones gobernantes.....	26
3.5 Algoritmo de solución .....	37
3.5.1 Complicaciones relacionadas con el campo de velocidad .....	37
3.5.2 Complicaciones relacionadas con la malla numérica.....	37
3.5.3 Algoritmo SIMPLE .....	38

3.5.4 Factores de relajación .....	44
<b>CAPÍTULO 4 .....</b>	<b>45</b>
<b>RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....</b>	<b>45</b>
<b>4.1 Verificación del código numérico .....</b>	<b>45</b>
4.1.1 Cálculo de la generación de entropía .....	45
4.1.2 Cavity abierta con dominio extendido y propiedades variables .....	48
4.1.3 Cavity abierta con convección natural y radiación térmica .....	48
<b>4.2 Estudio de independencia de malla .....</b>	<b>48</b>
<b>4.3 Convección natural en una cavity abierta inclinada .....</b>	<b>52</b>
4.3.1 Patrones de flujo .....	52
4.3.2 Campos de temperatura y coeficientes adimensionales de transferencia de calor .....	64
4.3.3 Campos de generación de entropía .....	75
<b>4.4 Convección natural e intercambio radiativo en una cavity abierta inclinada .....</b>	<b>87</b>
4.4.1 Patrones de flujo .....	8   Error! Marcador no definido.
4.4.2 Campos de temperatura y coeficientes adimensionales de transferencia de calor .....	9   Error! Marcador no definido.
4.4.3 Campos de generación de entropía .....	10   Error! Marcador no definido.
<b>CAPÍTULO 5 .....</b>	<b>122</b>
<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES .....</b>	<b>122</b>
<b>5.1 Conclusiones .....</b>	<b>122</b>
<b>5.2 Recomendaciones .....</b>	<b>123</b>
<b>CAPÍTULO 6 .....</b>	<b>124</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>124</b>

---

## LISTA DE FIGURAS

<b>Figura 1.</b> Planta termosolar con concentradores de canal parabólico .....	3
<b>Figura 2.</b> Concentrador solar de plato parabólico con motor térmico Stirling .....	4
<b>Figura 3.</b> Planta termosolar de torre central (Ivampah) .....	6
<b>Figura 4.</b> Esquema de la cavidad abierta .....	16
<b>Figura 5.</b> Esquema del método de cuerdas cruzadas.....	23
<b>Figura 6.</b> Representación del método de volumen finito.....	28
<b>Figura 7.</b> Esquema de un campo de presión en una malla computacional.....	39
<b>Figura 8.</b> Esquema de una malla computacional desplazada.....	40
<b>Figura 9.</b> Esquema de una cavidad calentada diferencialmente.....	46
<b>Figura 10.</b> Campos de generación de entropía en cavidad cerrada .....	47
<b>Figura 11.</b> Isotermas de cavidades con dominio extendido .....	50
<b>Figura 12.</b> Representación de la cavidad con diferentes ángulos de inclinación .....	53
<b>Figura 13.</b> Isolíneas de corriente para cavidad sin radiación, $90^\circ$ y $Ra = 10^4$ .....	55
<b>Figura 14.</b> Isolíneas de corriente para cavidad sin radiación, $90^\circ$ y $Ra = 10^5$ .....	56
<b>Figura 15.</b> Isolíneas de corriente para cavidad sin radiación, $90^\circ$ y $Ra = 10^6$ .....	57
<b>Figura 16.</b> Isolíneas de corriente para cavidad sin radiación, $30^\circ$ y $Ra = 10^4$ .....	58
<b>Figura 17.</b> Isolíneas de corriente para cavidad sin radiación, $30^\circ$ y $Ra = 10^5$ .....	59
<b>Figura 18.</b> Isolíneas de corriente para cavidad sin radiación, $30^\circ$ y $Ra = 10^6$ .....	60
<b>Figura 19.</b> Isolíneas de corriente para cavidad sin radiación, $150^\circ$ y $Ra = 10^4$ .....	61
<b>Figura 20.</b> Isolíneas de corriente para cavidad sin radiación, $150^\circ$ y $Ra = 10^5$ .....	62
<b>Figura 21.</b> Isolíneas de corriente para cavidad sin radiación, $150^\circ$ y $Ra = 10^6$ .....	63
<b>Figura 22.</b> Isotermas para cavidad sin radiación, $90^\circ$ y $Ra = 10^4$ .....	66
<b>Figura 23.</b> Isotermas para cavidad sin radiación, $90^\circ$ y $Ra = 10^5$ .....	67
<b>Figura 24.</b> Isotermas para cavidad sin radiación, $90^\circ$ y $Ra = 10^6$ .....	68
<b>Figura 25.</b> Isotermas para cavidad sin radiación, $30^\circ$ y $Ra = 10^4$ .....	69
<b>Figura 26.</b> Isotermas para cavidad sin radiación, $30^\circ$ y $Ra = 10^5$ .....	70
<b>Figura 27.</b> Isotermas para cavidad sin radiación, $30^\circ$ y $Ra = 10^6$ .....	71
<b>Figura 28.</b> Isotermas para cavidad sin radiación, $150^\circ$ y $Ra = 10^4$ .....	72
<b>Figura 29.</b> Isotermas para cavidad sin radiación, $150^\circ$ y $Ra = 10^5$ .....	73
<b>Figura 30.</b> Isotermas para cavidad sin radiación, $150^\circ$ y $Ra = 10^6$ .....	74



<b>Figura 32.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 90° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	4
<b>Figura 31.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 90° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	76
<b>Figura 32.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 90° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	77
<b>Figura 33.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 90° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	78
<b>Figura 34.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 30° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	79
<b>Figura 35.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 30° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	80
<b>Figura 36.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 30° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	81
<b>Figura 37.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 150° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	82
<b>Figura 38.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 150° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	83
<b>Figura 39.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad sin radiación, 150° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	84
<b>Figura 40.</b> Isolíneas de corriente para cavidad con radiación, 90° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	88
<b>Figura 41.</b> Isolíneas de corriente para cavidad con radiación, 90° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	89
<b>Figura 42.</b> Isolíneas de corriente para cavidad con radiación, 90° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	90
<b>Figura 43.</b> Isolíneas de corriente para cavidad con radiación, 30° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	91
<b>Figura 44.</b> Isolíneas de corriente para cavidad con radiación, 30° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	92
<b>Figura 45.</b> Isolíneas de corriente para cavidad con radiación, 30° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	93
<b>Figura 46.</b> Isolíneas de corriente para cavidad con radiación, 150° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	94
<b>Figura 47.</b> Isolíneas de corriente para cavidad con radiación, 150° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	95
<b>Figura 48.</b> Isolíneas de corriente para cavidad con radiación, 150° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	96
<b>Figura 49.</b> Isotermas para cavidad con radiación, 90° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	98
<b>Figura 50.</b> Isotermas para cavidad con radiación, 90° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	99
<b>Figura 51.</b> Isotermas para cavidad con radiación, 90° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	100
<b>Figura 52.</b> Isotermas para cavidad con radiación, 30° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	101
<b>Figura 53.</b> Isotermas para cavidad con radiación, 30° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	102
<b>Figura 54.</b> Isotermas para cavidad con radiación, 30° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	103
<b>Figura 55.</b> Isotermas para cavidad con radiación, 150° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	104
<b>Figura 56.</b> Isotermas para cavidad con radiación, 150° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	105
<b>Figura 57.</b> Isotermas para cavidad con radiación, 150° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	106
<b>Figura 58.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad con radiación, 90° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	110
<b>Figura 59.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad con radiación, 90° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	111
<b>Figura 60.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad con radiación, 90° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	112
<b>Figura 61.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad con radiación, 30° y Ra=10 <sup>4</sup> .....	113
<b>Figura 62.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad con radiación, 30° y Ra=10 <sup>5</sup> .....	114
<b>Figura 63.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad con radiación, 30° y Ra=10 <sup>6</sup> .....	115

---

<b>Figura 64.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad con radiación, $150^\circ$ y $Ra=10^4$ ..	116
<b>Figura 65.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad con radiación, $150^\circ$ y $Ra=10^5$ ..	117
<b>Figura 66.</b> Isolíneas de generación de entropía para cavidad con radiación, $150^\circ$ y $Ra=10^6$ ..	118
<b>Figura 67.</b> Generación de entropía total para diferentes ángulos de inclinación y gradientes de temperatura con $Ra=10^4$ .....	119
<b>Figura 68.</b> Generación de entropía total para diferentes ángulos de inclinación y gradientes de temperatura con $Ra=10^5$ .....	120
<b>Figura 69.</b> Generación de entropía total para diferentes ángulos de inclinación y gradientes de temperatura con $Ra=10^6$ .....	121

---

## LISTA DE TABLAS

<b>Tabla 1.</b> Comparación de valores del número de Nusselt convectivo .....	49
<b>Tabla 2.</b> Comparación de valores del número de Nusselt radiativo .....	51
<b>Tabla 3.</b> Variación de los números de Nusselt convectivo y radiativo con el tamaño de la malla .....	51
<b>Tabla 4.</b> Números de Nusselt convectivo promedio en la pared caliente a diferentes gradientes de temperatura adimensionales y ángulos de inclinación. ....	65
<b>Tabla 5.</b> Generación de entropía característica para diferentes gradientes de temperatura adimensional y diferentes números de Rayleigh.....	85
<b>Tabla 6.</b> Generación de entropía total dentro de las cavidades sin radiación .....	86
<b>Tabla 7.</b> Números de Nusselt convectivos promedio en la pared caliente para una cavidad con radiación.....	107
<b>Tabla 8.</b> Números de Nusselt radiativos promedio en la pared caliente.....	107
<b>Tabla 9.</b> Incremento porcentual de la generación de entropía con respecto a la cavidad sin radiación.....	108
<b>Tabla 10.</b> Generación de entropía total en las cavidades con radiación .....	109

## NOMENCLATURA

$L$	Longitud de la cavidad.	$k$	Conductividad térmica.
$x$	Eje vertical.	$\nu$	Viscosidad cinemática.
$y$	Eje horizontal.	$\mu$	Viscosidad dinámica.
$u$	Componente horizontal de la velocidad.	$\rho$	Densidad.
$v$	Componente vertical de la velocidad.	$C_p$	Calor específico a presión constante.
$U$	Componente horizontal de la velocidad adimensional.	$P$	Presión.
$V$	Componente vertical de la velocidad adimensional.	$S_x, S_y, S_T$	Términos fuente.
$\vec{v}$	Vector velocidad.	$\phi$	Variable de transporte.
$T$	Temperatura.	$\Gamma_i$	Coefficiente de difusión.
$T_H$	Temperatura de la pared caliente.	$\delta$	Distancia entre nodos.
$T_\infty$	Temperatura ambiente.	$D_n, D_s, D_e, D_w$	Conductancia en las caras del volumen de control.
$\Delta T$	Diferencia de temperatura.	$F_n, F_s, F_e, F_w$	Flujo másico en las caras del volumen de control.
$\phi$	Diferencia de temperatura adimensional	$a_E, a_W, a_N, a_S$	Nodos vecinos.

---

$\varepsilon$	Emisividad.	$a_p$	Coefficiente central.
$\sigma$	Constante de Steffan-Boltzmann.	T	Tiempo.
$F_i$	Factor de vista.	Nu	Número de Nusselt.
$J_i$	Radiosidad.	Ra	Número de Rayleigh.
$S_{gen}'''$	Generación de entropía.	Pr	Número de Prandtl.
$S_0$	Entropía característica.	Pe	Número de Péclet.

# CAPÍTULO 1

## INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

El crecimiento demográfico así como preocupaciones con el cambio climático y el agotamiento de los combustibles fósiles han despertado interés en la humanidad por el desarrollo de tecnologías de energía renovable; de acuerdo a proyecciones de la IEA (International Energy Agency) hacia el 2060 la mayor parte de la energía utilizada por los seres humanos será generada a partir de energía solar, reduciendo las emisiones de gases de invernadero [1]. Por lo anterior la investigación en el aprovechamiento de la energía solar de suma importancia para el desarrollo tanto de México como del resto del planeta.

La energía solar tiene un potencial enorme para su aprovechamiento por los seres humanos; se estima que la atmósfera de la Tierra absorbe alrededor de 3,850,000 exajoules ( $1 \times 10^{18}$  J) al año. El aprovechamiento de ésta energía puede ser básicamente mediante el empleo de una de tres tecnologías:

**Tecnología fotoquímica:** Utiliza la absorción de la luz en reactores químicos para llevar a cabo reacciones como la producción de combustibles fósiles o la degradación de compuestos tóxicos.

**Tecnología fotovoltaica:** Consiste en aprovechar la capacidad de ciertos materiales semiconductores de generar una corriente eléctrica gracias al efecto fotovoltaico.

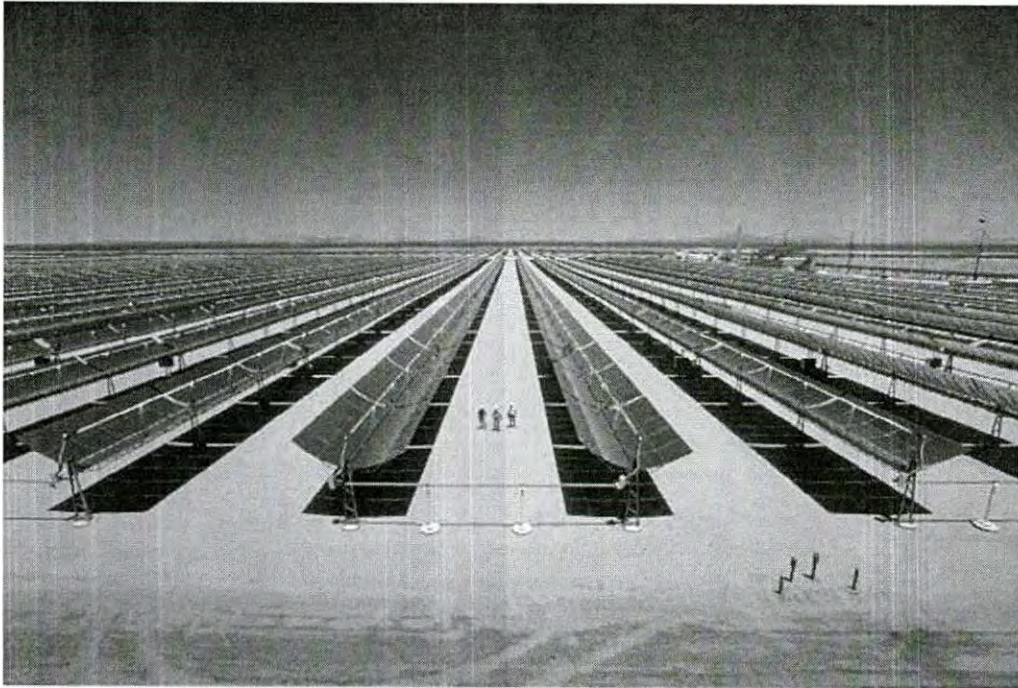
**Tecnología fototérmica:** Los sistemas fototérmicos basan su funcionamiento en la conversión de la energía solar en energía térmica para elevar la temperatura de un fluido, ejemplos de

estos son los calentadores solares de agua y los sistemas de concentración solar como el canal parabólico, el dish-Stirling y la torre central.

**Sistema termosolar de canal parabólico:** Estos son sistemas que enfocan la radiación solar en tubos colocados a lo largo de la línea de enfoque a través de un canal parabólico reflectivo, como se muestra en la Figura 1. Esta configuración es la más probada para la producción de electricidad. Existen nueve plantas en el desierto de Mojave (California, Estados Unidos), con una capacidad total de 350 MW, las cuales continúan en operación, acumulando alrededor de 100 años-planta de experiencia de operación comercial.

**Sistema termosolar de plato parabólico:** Son sistemas de disco o plato que tienen un enfoque puntual que utilizan platos o discos parabólicos para reflejar la luz en un receptor en el foco del disco (Figura 2). Estos se diferencian de los concentradores solares parabólicos en que este sistema es puntual y no lineal, permitiendo alcanzar mayores temperaturas de operación, estos están siendo desarrollados con una capacidad de 9 a 25 kW, sus principales aplicaciones son en lugares donde exista una buena radiación solar y que se encuentren alejados de alguna red eléctrica, ya que con ellos se puede proporcionar de electricidad a comunidades. Aunque se encuentra todavía en fase de desarrollo tecnológico han realizado algunas pruebas demostrativas que han comprobado su factibilidad comercial ya que es la tecnología termosolar que ha alcanzado la más alta eficiencia de conversión de energía solar a electricidad con 29.4%.

**Sistema termosolar de torre central:** Estos sistemas funcionan con el enfoque puntual que proviene de campos de reflectores que siguen la luz solar (helióstatos) para concentrar la luz solar en un receptor colocado en la parte superior de una torre. De 1982 a 1988 la planta "solar one" en Barstow (California, Estados Unidos) demostró la viabilidad de las plantas de torre central con una capacidad de 10 MWe, produciendo más de 38 millones de kWh durante su operación. La planta "solar two" fue una modificación de la planta "solar one" que demostró las ventajas de la sal fundida para la transferencia de calor y el almacenamiento térmico.



**Figura 1** Planta termosolar con concentradores de canal parabólico.





**Figura 2** Concentrador solar de plato parabólico con motor térmico Stirling.

La primera planta comercial empezó operar en 2007 en España con una capacidad de 11 MWe (Figura 3). En 2013, en el desierto de Mojave, California, inició la operación de la planta comercial más grande del mundo con esta configuración (Ivampah), con una capacidad nominal de 377 MW.

Por otro lado, de acuerdo con el postulado de Kelvin-Planck: *“Es imposible construir una máquina cíclica que no tenga otro efecto que transferir calor continuamente de un cuerpo hacia otro que se encuentre a una temperatura más elevada”*, lo que limita el sentido de la transferencia de calor en dirección del cuerpo más caliente hacia otro más frío. Esto a su vez demuestra la existencia de un estado muerto o de equilibrio en que no ocurrirá más transferencia de calor. Dicho estado representa el conjunto de condiciones bajo las cuales existe un mayor nivel de desorden energético. Es entonces que todos los procesos físicos implican un desperdicio de energía.

Se puede obtener un estimado de la cantidad de energía desperdiciada en cada proceso mediante una propiedad denominada entropía, definida en *la segunda ley de la termodinámica*. La entropía también puede ser utilizada como una medida de las irreversibilidades en un sistema; dichas irreversibilidades pueden ser ocasionadas por fricción, transferencia de masa, transferencia de calor, entre otras causas. Las irreversibilidades a su vez son causantes de pérdidas de la eficiencia de los procesos. Por ende, se puede inferir que para cada conjunto distinto de características físicas en un sistema corresponde una magnitud distinta de generación de entropía.

Como se describió previamente, el desempeño de los sistemas termosolares de enfoque puntual (dish-Stirling y torre central) depende en buena medida del diseño térmico del receptor solar; de ahí nace la importancia de la realización de un estudio termodinámico en los receptores.



**Figura 3** Planta termosolar de torre central (Ivampah).

## 1.1 Justificación

El conocimiento de los campos de generación de entropía dentro de un receptor solar de cavidad presenta importancia debido a que esto es un indicador de las zonas donde ocurren las irreversibilidades. Esto proporciona información valiosa para el diseño óptimo de un receptor solar de cavidad.

## 1.2 Objetivo General

Estudiar numéricamente la generación de entropía en un receptor de cavidad de un sistema termosolar de enfoque puntual.

## 1.3 Objetivos Específicos

- Analizar el efecto del ángulo de inclinación sobre la generación de entropía en un receptor de cavidad.
- Determinar la influencia del número de Rayleigh en la generación de entropía en un receptor de cavidad.
- Evaluar la participación de la radiación térmica en la generación de entropía en un receptor de cavidad.

## CAPÍTULO 2

### REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 Descripción general

La generación de entropía es un fenómeno estudiado en numerosos sistemas de interés ingenieril como superficies, tuberías y cavidades de diferentes geometrías. Además de investigar la generación de entropía de manera individual, se realizan estudios con la finalidad de establecer una relación entre dicho fenómeno y el efecto de diversos parámetros y condiciones importantes para el flujo de fluidos como por ejemplo la porosidad del sistema, y de esta manera obtener información para la optimización del diseño de ingeniería. Debido a la naturaleza del fenómeno en cuestión, los estudios realizados se limitan a estudios numéricos o teóricos, utilizando software tanto comercial como personal y validando mediante la reproducción de investigaciones previamente reportadas.

#### 2.2 Convección natural y radiación en una cavidad abierta

Montiel *et al.* [3] estudiaron la transferencia de calor por convección natural y radiación en una cavidad abierta operando con gradientes de temperatura elevados y propiedades variables para el fluido; lo anterior con el objeto de determinar la validez del modelo de Boussinesq en receptores solares. En su trabajo reportaron resultados para un intervalo de números de Rayleigh y diferentes diferencias de temperatura adimensionales. Además concluyeron que para cavidades abiertas con altos gradientes de temperatura la transferencia de calor por medio de radiación es más importante que por el mecanismo de convección.

### 2.3 Estudios de la generación de entropía

Sahin *et al* [4] realizaron un estudio enfocado a determinar el campo de generación de entropía en una tubería con un fluido laminar en desarrollo. Se consideró una tubería con una longitud de 1m y un diámetro de 0.025m y se consideraron tres fluidos de trabajo para las simulaciones: aceite de motor, agua y freón. En todas las simulaciones se consideró un flux constante de calor de  $5000 \text{ W/m}^2$  en dirección radial, una temperatura de entrada a la tubería de 273.15 K y una velocidad de entrada de 0.02 m/s para el aceite y el agua mientras que para el freón la velocidad fue de 0.015 m/s.

Nejma *et al*. [5] realizaron una investigación numérica de la generación de entropía proveniente de la convección forzada y radiación térmica entre dos placas paralelas asumiendo un gas gris entre ellas. Determinaron que la generación de entropía en el sistema propuesto es proporcional tanto al gradiente de temperatura como al espaciado de las placas, y que al disminuir la emisividad de las paredes también disminuye la generación de entropía.

Nassar *et al*. [6] investigaron la generación de entropía sobre una superficie sólida semi-infinita ocasionada por calentamiento mediante convección. Determinaron los campos de temperatura así como los campos de estrés térmico y de desplazamiento térmico en el sólido para de esta manera obtener una relación con el efecto de generación de entropía en el sistema.

Oztop y Al-Salem [7] realizaron una revisión amplia sobre estudios realizados para el análisis de la segunda ley de la termodinámica en diferentes sistemas energéticos: medios porosos, sistemas con fluidos viscosos, sistemas con convección combinada (natural y forzada) y sistemas regidos por convección natural llenos de nanofluidos. En su estudio se concluyó que dentro de los sistemas térmicos con convección natural los principales mecanismos de generación de entropía son la transferencia de calor y la fricción en el fluido. También se reportó que el parámetro con la contribución más importante para la generación de entropía dentro de los sistemas de convección natural es el número de Rayleigh.

## 2.4 Estudios de la generación de entropía en cavidades

Generalmente las cavidades tienen una de sus paredes a una temperatura mayor al ambiente mientras que el resto de las paredes son adiabáticas o isotérmicas. Es entonces que la generación de entropía en la cavidad ocurre debido a la transferencia de calor. Al mismo tiempo el movimiento convectivo del fluido interior, ocasionado por los gradientes de temperatura y densidad en caso de tratarse de convección natural, da paso a la generación de entropía por fricción en el fluido. Se realizan estudios teóricos para el cálculo de la generación de entropía mediante técnicas computacionales.

Oliveski *et al.* [8] estudiaron la generación de entropía por convección natural en una cavidad rectangular utilizando la aproximación de Boussinesq. Determinaron los efectos de la relación de aspecto, el coeficiente de irreversibilidades así como del número de Rayleigh. Se utilizaron valores de 0.25, 0.5, 1, 2 y 4 para la relación de aspecto y valores entre  $10^3$  y  $10^7$  para el número de Rayleigh. Al mismo tiempo se utilizaron 4 valores para el coeficiente de irreversibilidad:  $10^{-2}$ ,  $10^{-3}$ ,  $10^{-4}$  y  $10^{-5}$ .

M. Famouri *et al.* [9] investigaron la generación de entropía por convección natural en una cavidad particionada. Las condiciones de frontera para el problema mencionado son diferentes a las usuales: la partición dentro de la cavidad (colocada a valores adimensionales de altura de 0.25, 0.5 y 0.75) representa la pared caliente mientras que las paredes verticales representan las paredes frías; las paredes horizontales son consideradas adiabáticas. En su trabajo realizaron simulaciones con valores para el número de Rayleigh entre  $1 \times 10^3$  y  $1 \times 10^5$  con valores para el gradiente de temperatura adimensional de 0.02, 0.04, 0.06, 0.08 y 1.

Alipanha *et al.* [10] investigaron la generación de entropía por convección natural en una cavidad cuadrada realizando simulaciones tanto para fluidos incompresibles (tomando en cuenta la simplificación de Boussinesq) como para fluidos compresibles (mediante el algoritmo de Darbandi [11]). Con la finalidad de evaluar el efecto de la compresibilidad del fluido, utilizaron valores adimensionales de la diferencia de temperatura entre 0.02 y 0.1.

Kaluri y Basak [12] realizaron un estudio para determinar la generación de entropía dentro de una cavidad con diferentes posiciones para las paredes calientes. En su trabajo exponen 3 configuraciones distintas y presentan resultados manejando valores del número de Rayleigh de entre  $1 \times 10^3$  y  $1 \times 10^5$ . Se valoró el mezclado térmico mediante calentamiento discreto como posible alternativa para la minimización de la generación de entropía en cavidades cuadradas calentadas de manera discreta.

Bouabid *et al.* [13] realizaron una investigación numérica para el análisis de la generación de entropía en una cavidad inclinada en estado transitorio. Los parámetros monitoreados fueron el número de Grashof ( $10^3$ - $10^5$ ), la distribución de las irreversibilidades ( $10^{-4}$ - $10^{-2}$ ), el ángulo de inclinación ( $0^\circ$ - $180^\circ$ ) y la relación de aspecto (1-5). Presentaron la información obtenida mediante gráficas para el número adimensional de Bejan y mapas de generación de entropía a nivel local para distintas combinaciones de los parámetros considerados.

Chen *et al.* [14] llevaron a cabo una investigación numérica computacional para la predicción del campo de generación de entropía dentro de una cavidad bajo distintos regímenes convectivos abarcando tanto el régimen laminar como el régimen turbulento. La convección dentro de la cavidad es inducida por una generación de calor dentro del dominio. Se obtuvo información de las distribuciones de los números de generación de entropía para varios valores de los números de Rayleigh ( $10^6$ - $10^{12}$ ), Prandtl (0.6-6) y Eckert ( $10^{-10}$ - $10^{-6}$ ).

Berrin-Erbay *et al.* [15] investigaron el efecto del calentamiento parcial de una pared sobre la generación de entropía. El sistema propuesto consta de dos paredes horizontales adiabáticas, una pared parcialmente caliente particionada y una pared fría. Consideraron valores de 0.1 y 1.0 para el número de Prandtl y el rango de  $10^2$  a  $10^8$  para el número de Rayleigh.

Ilis *et al.* [16] estudiaron el efecto de la relación de aspecto, sobre la generación de entropía en cavidades con convección natural laminar. En su investigación reportaron el número de Bejan, así como las irreversibilidades generadas tanto por transferencia de calor como por fricción en el fluido. Los autores utilizaron valores entre 1 y 16 para la relación de aspecto,  $10^2$  y  $10^7$  para Ra,  $10^{-4}$  y  $10^{-2}$  para la relación de distribución de irreversibilidades y un valor fijo de 0.7 para el número de Prandtl.



Mahmud *et al.* [17] investigaron la convección natural en una cavidad cuadrada, considerando un campo gravitacional oscilatorio en un medio poroso. Evaluaron el número de Nusselt promedio, el número de Bejan y la generación de entropía. Los resultados indicaron que en el extremo inferior de oscilación gravitacional los números de Nusselt y de generación de entropía son mínimos mientras que el número de Bejan está a su máximo valor. Los valores de estos números se invierten en el escenario opuesto.

Mounir *et al.* [18] realizaron una investigación numérica para el análisis de la generación de entropía en una cavidad inclinada. El estudio se enfocó a la convección natural en régimen laminar y estado transitorio. Los parámetros monitoreados fueron el número de Grashof, la distribución de las irreversibilidades, el ángulo de inclinación y la relación de aspecto. Se determinó que la generación de entropía depende mayormente de la relación de aspecto. La generación de entropía se incrementa desde el inicio del proceso, cuando la conducción de calor es el mecanismo dominante en la transferencia de calor. Hacia el estado estable el sistema alcanza un valor con una tendencia casi constante para la generación de entropía. Se puede decir entonces que hacia el estado estable la generación de entropía presenta un comportamiento asintótico. También se concluyó que la generación de entropía para esta geometría se localiza en una esquina baja de la pared caliente así como en la esquina superior de la pared fría.

Basak *et al* [19] realizaron un estudio numérico en una cavidad cuadrada cerrada con diferentes ángulos de inclinación ( $15^\circ$ ,  $30^\circ$  y  $60^\circ$ ) y reportaron resultados en forma de líneas de corriente, isotermas, líneas de calor y generación de entropía. Se estudió el efecto del número de Prandtl (0.025-998) y el número de Rayleigh ( $10^3 - 10^5$ ). Se encontró que para un ángulo de  $60^\circ$  existe un máximo en la generación de entropía y el ángulo de inclinación con menores pérdidas de eficiencia es  $15^\circ$ .

El-Maghlany *et al* [20] investigaron el efecto de la aplicación isotrópica de calor en una cavidad cerrada sobre la generación de entropía para diferentes valores del campo de calor y del número de Rayleigh. Se encontró que la generación de irreversibilidades dentro de la cavidad solo es afectada cualitativamente por el número de Rayleigh y que la generación de entropía depende principalmente del campo de calor isotrópico.

## 2.5 Estudios del efecto de la radiación térmica en la generación de entropía

En la literatura se encontraron pocas investigaciones que reportan el efecto de la radiación sobre la generación de entropía, algunos de los cuales se describen a continuación.

Chen *et al.* [21] estudiaron el efecto de la radiación térmica sobre la convección natural y forzada a lo largo de una superficie ondulada semi-infinita. Para la resolución del problema se utilizaron la aproximación de Boussinesq y la aproximación de espesor óptico.

Mwesigye *et al.* [22] realizaron un estudio numérico de la generación de entropía en el receptor de un sistema termosolar de canal parabólico. Se analizó el efecto del nivel de concentración solar, la temperatura de entrada y salida del canal parabólico y el flujo total. Se encontró una reducción en la rapidez de generación de entropía cuando se incrementa la temperatura de entrada del fluido y un incremento en la rapidez de generación de entropía cuando aumenta la razón de concentración. También se determinó que existe un flujo másico óptimo para el cual, la entropía generada es mínima, para cada combinación de razón de concentración y temperatura de entrada.

De acuerdo con la revisión de la literatura, no se ha estudiado el fenómeno de generación de entropía en una cavidad abierta inclinada, considerando la transferencia de calor por convección natural e intercambio radiativo. Debido a que este tipo de configuraciones es de interés en el diseño térmico de receptores solares, el análisis se realizará considerando el efecto de la temperatura sobre las propiedades del fluido.

## CAPÍTULO 3

### MATERIALES Y MÉTODOS

#### 3.1 Metodología general

La dinámica de fluidos computacional (CFD, Computational Fluid Dynamics) es una rama de la dinámica de fluidos que utiliza algoritmos numéricos para la resolución de problemas relacionados con el flujo de fluidos, la transferencia de calor y otros fenómenos de interés para la ingeniería cuando no se tiene la posibilidad de una solución del problema planteado. Para la resolución de los problemas se realiza una simulación del fenómeno a investigar a partir de un modelo matemático y condiciones de frontera definidas.

El modelo matemático propuesto es discretizado mediante el empleo de métodos numéricos para obtener un modelo utilizable para la resolución del problema. La exactitud de los resultados obtenidos así como la estructura del código computacional depende del método de discretización utilizado.

Para la simulación del fenómeno se utiliza una malla numérica, que corresponde al espacio físico y temporal donde se encuentran las variables de interés, la cual a su vez se asocia con el modelo matemático discretizado descompuesto en ecuaciones algebraicas para el cálculo de dichas variables. Los puntos donde se encuentran las variables se denominan como "nodos". La malla computacional puede tener distintos arreglos nodales dependiendo del problema a resolver y los puntos de interés para el análisis de los resultados obtenidos. Debido a la complejidad de los fenómenos simulados, la mayoría de los métodos de solución son iterativos, por lo que el resultado obtenido es una aproximación de la solución del problema.

De manera general, la metodología para la resolución de un problema mediante dinámica de fluidos computacional es la siguiente:

**Definición del modelo físico:** Se realiza una descripción física del problema a simular donde se establecen las condiciones de frontera así como las dimensiones del sistema.

**Planteamiento del modelo matemático:** A partir del modelo físico establecido se plantean una serie de ecuaciones diferenciales parciales.

**Discretización del modelo matemático:** Se obtiene una aproximación discreta del modelo matemático continuo establecido como ecuaciones diferenciales parciales mediante el empleo de uno de diversos métodos para la simulación numérica del problema.

**Desarrollo del código numérico:** Tomando en consideración el modelo físico y el modelo matemático discretizado se realiza un código numérico en el lenguaje FORTRAN utilizando uno de diversos algoritmos para el acoplamiento de las ecuaciones de transporte del sistema.

**Estudio de independencia de malla:** Para la optimización de la malla y la obtención del número óptimo de nodos se realizan diversas simulaciones con diferentes mallas para determinar la densidad nodal a la cual los resultados obtenidos sean independientes de esta. Esto se realiza con la finalidad de optimizar el tiempo de cómputo para las simulaciones posteriores.

**Verificación del código numérico:** Se realiza una comparación de los resultados obtenidos con resultados reportados en literatura para validar el funcionamiento del código computacional.

**Estudio paramétrico:** Se realizan simulaciones del problema físico bajo diferentes configuraciones paramétricas para la obtención de resultados.

**Análisis de resultados:** Se analizan los resultados obtenidos para la obtención de conclusiones

### 3.2 Definición del modelo físico

El modelo físico del presente estudio, representado en la Figura 4, consiste en una cavidad cuadrada de dos dimensiones abierta con un dominio extendido (espacio fuera de la cavidad con fronteras sin influencia sobre el flujo del aire a través de ésta). La cavidad cuadrada está limitada por dos paredes adiabáticas: superior e inferior, así como por una pared caliente a una temperatura  $T_H$  superior a la del ambiente. El medio ambiente está compuesto por aire

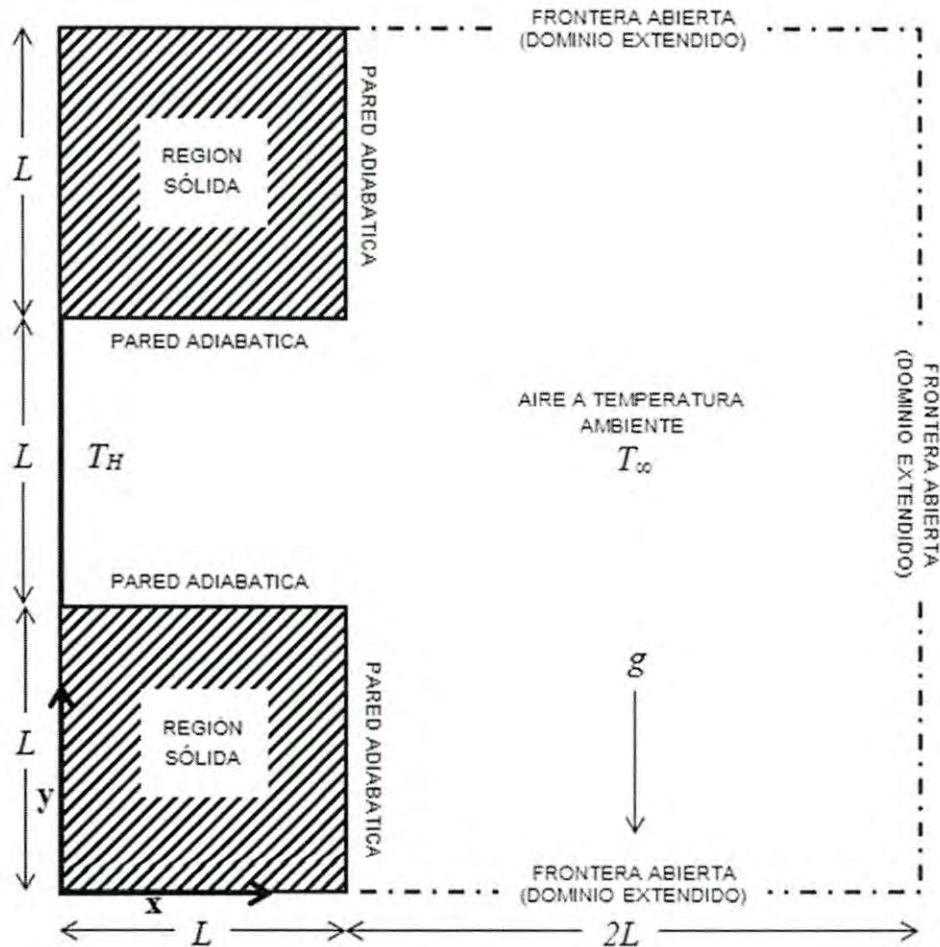


Figura 4 Esquema de la cavidad abierta.

a temperatura ambiente ( $T_\infty$ ) y presión atmosférica. La diferencia entre las temperaturas ( $\Delta T = T_H - T_\infty$ ), provoca una variación en la densidad del aire que a su vez induce una transferencia de calor por convección natural desde la pared caliente hacia el aire. Además, se considera en el problema la radiación térmica entre las paredes de la cavidad.

Además, se tienen las siguientes consideraciones para el sistema:

**Estado permanente:** Un sistema en estado permanente supone que no hay cambio en las características del mismo a través del tiempo.

**El gas se considera gas ideal:** Un gas obedece el comportamiento del gas ideal cuando se encuentra a bajas presiones y altas temperaturas con respecto a los valores críticos. En el sistema actual a 1 atm de presión y temperaturas de 300 a 800K se puede considerar que el aire se comporta de manera ideal.

**El aire se considera un fluido newtoniano:** Un fluido newtoniano es aquel en el que los esfuerzos tangenciales de rozamiento son directamente proporcionales al gradiente de velocidad.

**Propiedades del fluido como función de la temperatura:** El modelo más utilizado en la literatura para estudiar el fenómeno de convección natural es la aproximación de Bousinessq, la cual supone que todas las propiedades del fluido son constantes a excepción de la densidad en los términos de flotación. Sin embargo, cuando el gradiente de temperatura ( $\Delta T$ ) es elevado la validez de la aproximación de Bousinessq es cuestionable, por lo que en este estudio las propiedades del fluido se consideran dependientes de la temperatura.

**El medio no participa radiativamente:** Se considera que el fluido no emite, absorbe ni trasmite radiación y por ende no tiene efecto en el intercambio radiativo entre las superficies.

**Régimen laminar:** Un fluido se encuentra en régimen laminar cuando su movimiento es ordenado, en forma de láminas paralelas sin estratificaciones. Para la determinación del régimen de movimiento de un fluido se utiliza el número de Rayleigh (Ra), el cual representa la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas dentro de un fluido sometido a convección natural. Lequere *et al* [22] y Mohamad [23] han reportado que, en general, para valores de números de Rayleigh menores a  $10^7$ , en cavidades abiertas el régimen de flujo de fluido es laminar.

### 3.3 Definición del modelo matemático

Las ecuaciones gobernantes para el sistema físico planteado son las siguientes:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial(\rho uu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}\mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \rho g_x \quad (3.2)$$

$$\frac{\partial(\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vv)}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left[ 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}\mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[ \mu \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right] + \rho g_y \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial(\rho u c_p T)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v c_p T)}{\partial y} = -p \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (3.4)$$

Las propiedades del aire se calculan mediante las ecuaciones (3.5-7), reportadas por Zhong *et al.* [25]. La densidad  $\rho$  es calculada utilizando la ecuación del gas ideal donde R es la constante de gas para el aire en  $\text{JKg}^{-1}\text{K}^{-1}$  P es la presión en Pa y T es la temperatura en K. La ley de Sutherland es utilizada para la obtención de la viscosidad dinámica  $\mu$  y la conductividad térmica,  $k$ , se obtiene a partir de la viscosidad y el número de Prandtl. El Prandtl y el calor específico se consideran constantes con valores característicos para el aire de 0.71 y 1004.5 J/kg·K, respectivamente.

$$\rho = \frac{p}{RT} \quad (3.5)$$

$$\mu = \frac{14.58 \times 10^{-5} T^{3/2}}{110.4 + T} \quad (3.6)$$

$$k = \frac{\mu \cdot c_p}{Pr} \quad (3.7)$$

Las condiciones de frontera del modelo son:

$$\begin{aligned} 1) \quad u(x = 0, L \leq y \leq 2L) &= u(0 < x < L, y = L) = u(0 < x < L, y = 2L) \\ &= u(x = L, 0 \leq y \leq L) = u(x = L, 2L \leq y \leq 3L) = 0 \end{aligned}$$

$$2) \quad v(x=0, L \leq y \leq 2L) = v(0 < x < L, y=L) = v(0 < x < L, y=2L) \\ = v(x=L, 0 \leq y \leq L) = v(x=L, 2L \leq y \leq 3L) = 0$$

$$3) \quad \left(\frac{\partial u}{\partial x}\right)_{x=3L, 0 \leq y \leq 3L} = \left(\frac{\partial v}{\partial x}\right)_{x=3L, 0 \leq y \leq 3L} = \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{L < x \leq 3L, y=0} = \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_{L < x \leq 3L, y=0} \\ = \left(\frac{\partial u}{\partial y}\right)_{L < x \leq 3L, y=3L} = \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)_{L < x \leq 3L, y=3L} = 0$$

$$4) \quad \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=3L, 0 \leq y \leq 3L} = \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{L \leq x \leq 3L, y=3L} = 0$$

$$5) \quad T(0, L \leq y \leq 2L) = T_H$$

$$6) \quad T(L \leq x \leq 3L, 0) = T_\infty$$

7) Pura convección natural:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{0 \leq x \leq L, y=L} = \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{0 \leq x \leq L, y=2L} = 0$$

$$\left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=L, 0 \leq y \leq L} = \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=L, 2L \leq y \leq 3L} = 0$$

8) Convección natural con intercambio radiativo entre las paredes de la cavidad:

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{0 \leq x \leq L, y=L} = q_r(0 \leq x \leq L, y=L)$$

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial y}\right)_{0 \leq x \leq L, y=2L} = q_r(0 \leq x \leq L, y=2L)$$

$$-k \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=L, 0 \leq y \leq L} = \left(\frac{\partial T}{\partial x}\right)_{x=L, 2L \leq y \leq 3L} = 0$$

Las condiciones de frontera 1) y 2) corresponden a la condición de no deslizamiento que supone que la velocidad de un fluido pegado a una superficie es igual a la velocidad de la



superficie. Las condiciones de frontera 3) y 4) indican que el fluido en el dominio extendido está lo suficientemente alejado de la cavidad de tal manera que no hay un gradiente de velocidad ni de temperatura en dicha locación y por ende no existen una transferencia de momentum ni energía hacia la cavidad. Las condiciones de frontera 5) y 6) corresponden a la temperatura para la pared caliente y el fluido a temperatura ambiente, respectivamente. Finalmente, la condición de frontera 7) corresponde a paredes adiabáticas para los dos casos considerados en este estudio: pura convección natural y convección natural con intercambio radiativo.

Para generalizar la validez de los resultados numéricos, se utilizaron las siguientes variables adimensionales:

$$X = \frac{x}{L} \quad (3.8)$$

$$Y = \frac{y}{L} \quad (3.9)$$

$$U = \frac{u}{U_0} \quad (3.10)$$

$$V = \frac{v}{U_0} \quad (3.11)$$

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_H - T_\infty} \quad (3.12)$$

$$\varphi = \frac{T_H - T_\infty}{T_\infty} \quad (3.13)$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (3.14)$$

$$Ra = Pr \frac{g\beta(T_H - T_\infty)L^3}{\nu^2} \quad (3.15)$$

donde X e Y son las coordenadas adimensionales horizontal y vertical en la cavidad, U y V son las componentes adimensionales del vector de velocidad,  $\theta$  es la temperatura adimensional del fluido,  $\phi$  es la diferencia de temperatura adimensional entre la pared caliente y el aire ambiente, Pr es el número de Prandtl y Ra es el número de Rayleigh. El parámetro  $\phi$  tiene relación con la influencia, distinta a la fuerza de flotación, del campo de temperatura sobre el flujo del fluido, mientras que la velocidad de referencia  $U_0$  está relacionada con la fuerza de flotación y se definió como  $U_0 = (g\beta L(T_H - T_\infty))^{1/2}$ . Es relevante mencionar que las propiedades del fluido incluidas en las definiciones de  $U_0$ , Ra y Pr fueron calculadas a la temperatura promedio de la pared isotérmica y la temperatura ambiente.

El número adimensional de Nusselt convectivo se define como la relación entre el flujo de calor por convección natural de la pared caliente y el flujo de calor que existiría si la transferencia de calor ocurriera por conducción, en forma matemática:

$$Nu_c = \frac{q_{convección}}{q_{conducción}} = \frac{-k_{pared} \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)_{x=0, 0 \leq y \leq L}}{k_{promedio} (T_H - T_\infty) / L} \quad (3.16)$$

donde  $k_{pared}$  se obtuvo a la temperatura  $T_H$ , y  $k_{promedio}$  se calculó a la temperatura promedio entre la pared isotérmica y la temperatura ambiente.

El número de Nusselt convectivo promedio en la cavidad se obtuvo integrando el número de Nussel local sobre la longitud de la pared isotérmica:

$$\overline{Nu}_c = \int_0^1 Nu_c dY \quad (3.17)$$

$$\mu = \frac{14.58 \times 10^{-5} T^{3/2}}{110.4 + T} \quad (3.18)$$

El número de Nusselt radiativo se define como el cociente entre el flujo de calor radiativo de la pared caliente y el flujo de calor que existiría si la transferencia de calor ocurriera por conducción, por lo tanto:

$$Nu_r = \frac{q_{radiación}}{q_{conducción}} = \frac{q_r(0, 0 < y \leq L)}{k_{promedio}(T_H - T_\infty)/L} \quad (3.19)$$

$$\overline{Nu}_r = \int_0^1 Nu_r dY \quad (3.20)$$

El número de Nusselt radiativo promedio se obtuvo integrando los números de Nusselt radiativos locales sobre la pared isotérmica:

Finalmente. El número de Nusselt promedio total ( $\overline{Nu}_t$ ) se determina sumando el número de Nusselt convectivo promedio y el número de Nusselt radiativo promedio.

El intercambio radiativo dentro de la cavidad es calculado mediante la utilización de la ecuación de radiosidad-irradiancia, expresada a continuación:

$$J_i = \varepsilon \sigma T^4 + (1 - \varepsilon) \sum_{j=1}^N F_{ij} J_j \quad (3.21)$$

Donde  $J_i$  es la radiosidad o cantidad de energía irradiada por un cuerpo por unidad de área,  $\varepsilon$  es la emisividad del cuerpo,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann,  $N$  es el número de

elementos en que se dividen las paredes de la cavidad y  $F_{ij}$  es el factor de vista del elemento  $i$  al elemento  $j$ . En la ecuación anterior el primer término representa la radiación emitida por un cuerpo debido a su temperatura mientras que el segundo término se refiere a la cantidad de radiación reflejada desde  $i$  hacia otros cuerpos  $j$ . El factor de vista es una función geométrica que representa una relación de la cantidad de radiación que abandona la superficie  $i$  y es recibida por la superficie  $j$  y existen diversos métodos para su obtención, como el método de cuerdas cruzadas de Hottel [26]. El método consiste en la utilización de cuerdas imaginarias para determinar el factor de vista mediante una relación algebraica sencilla. Con el siguiente esquema:

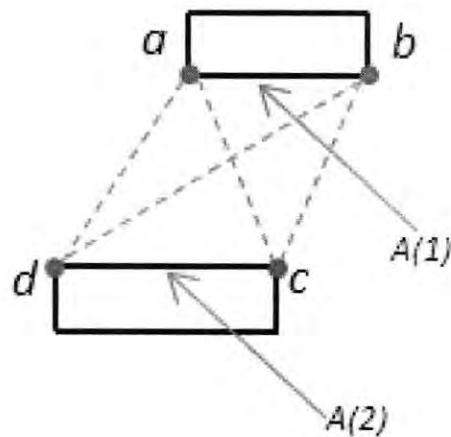


Figura 5 Representación del método de cuerdas cruzadas.

Considerando el triángulo formado por los puntos  $a$ ,  $b$  y  $c$ . Con los catetos formados por dichos puntos se pueden obtener 3 ecuaciones para factores de vista:

$$A_{ab}F_{ab-ac} + A_{ab}F_{ab-bc} = A_{ab} \quad (3.22)$$

$$A_{ac}F_{ac-ab} + A_{ac}F_{ac-bc} = A_{ac} \quad (3.23)$$

$$A_{bc}F_{bc-ac} + A_{bc}F_{bc-ab} = A_{bc} \quad (3.24)$$

y aplicando la regla de reciprocidad:

$$A_{ab}F_{ab-ac} + A_{ab}F_{ab-bc} = A_{ab} \quad (3.25)$$

$$A_{ab}F_{ab-ac} + A_{ac}F_{ac-bc} = A_{ac} \quad (3.26)$$

$$A_{ac}F_{ac-bc} + A_{ab}F_{ab-bc} = A_{bc} \quad (3.27)$$

sumando las primeras dos ecuaciones y restando la tercera se obtiene la expresión:

$$F_{ab-ac} = \frac{A_{ab} + A_{ac} - A_{bc}}{2A_{ab}} \quad (3.28)$$

de manera similar, para el triángulo abd:

$$F_{ab-bd} = \frac{A_{ab} + A_{bd} - A_{ad}}{2A_{ab}} \quad (3.29)$$

utilizando la regla de sumatoria y despejando se obtiene:

$$F_{ab-bc} + F_{ab-bd} + F_{ab-cd} = 1 \quad (3.30)$$

$$F_{ab-cd} = 1 - \frac{A_{ab} + A_{ac} - A_{bc}}{2A_{ab}} - \frac{A_{ab} + A_{bd} - A_{ad}}{2A_{ab}} = \frac{(A_{bc} + A_{ad}) - (A_{ac} + A_{bd})}{2A_{ab}} \quad (3.31)$$

de la regla de reciprocidad se puede obtener el factor de vista 1-2:

$$F_{1-2} = \frac{(A_{ac} + A_{bd}) - (A_{ad} + A_{bc})}{2A_1} \quad (3.32)$$

y se puede observar que el factor de vista puede ser calculado de la siguiente manera:

$$F_{1-2} = \frac{A_{Diagonales} - A_{Lados}}{2\text{Áreaoriginante}} \quad (3.33)$$

Para el cálculo de la generación de entropía se utiliza la expresión reportada por Bejan [27] obtenida a partir de la primera y segunda ley de la termodinámica:

$$S_{gen}''' = \frac{k}{T^2} \left[ \left( \frac{\partial T}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial T}{\partial y} \right)^2 \right] + \frac{\mu}{T} \left\{ 2 \left[ \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right\} \quad (3.34)$$

El primer término de la ecuación anterior corresponde a la generación de entropía asociada al fenómeno de transferencia de calor mientras que el segundo término corresponde a la generación de entropía por irreversibilidades generadas por la fricción en el fluido (disipación viscosa).

Para adimensionalizar la generación de entropía, se definió una generación de entropía característica [10] de la siguiente manera:

$$S_0 = \frac{k \left( \frac{T_H - T_\infty}{T_\infty} \right)^2}{L^2} \quad (3.35)$$

donde L es la longitud de la cavidad. Puede notarse que la ecuación de entropía característica es similar a la ecuación de calor para una sola dimensión. Es importante notar que la generación de entropía característica es proporcional al gradiente de temperatura, lo que conlleva a que la generación de entropía adimensional disminuya con el aumento del gradiente de temperatura.

### 3.4 Discretización de las ecuaciones gobernantes

Si se escriben las ecuaciones gobernantes del sistema físico planteado en forma vectorial se tienen las siguientes expresiones:

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3.36)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = \nabla \cdot (\mu \nabla u) + S_x \quad (3.37)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}) = \nabla \cdot (\mu \nabla v) + S_y \quad (3.38)$$

$$\nabla \cdot (\rho C_p \vec{v} T) = \nabla \cdot (k \nabla T) + S_T \quad (3.39)$$

Donde para cada ecuación  $\vec{v}$  es el vector velocidad y  $S_i$  representa el término fuente definido para cada caso como:

$$S_x = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) - \frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right) \quad (3.40)$$

$$S_y = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) - \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{2}{3} \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right) \quad (3.41)$$

$$S_T = -p \left( \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (3.42)$$

Las cuatro ecuaciones gobernantes tienen términos análogos entre ellas: un término convectivo, asociado al flujo de la magnitud en un volumen de control y un término difusivo, asociado a un gradiente de concentración en un volumen de control. Es de esta manera que se puede emplear una ecuación general de transporte para determinar la entrada, salida y

generación de una variable de transporte  $\phi$ , que puede representar cantidad de movimiento, energía o masa, entre otras cosas:

$$\nabla \cdot (\rho \phi \vec{v}) = \nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla \phi) + S_{\phi} \quad (3.43)$$

En la ecuación anterior, el término del lado izquierdo representa el flujo de la variable de transporte por el movimiento del bulto a través del volumen de control (convección) mientras que el primer término del lado derecho representa la cantidad de la variable de transporte transferida por el mecanismo de difusión;  $\vec{v}$  representa el vector velocidad,  $\rho$  representa la densidad y  $\Gamma$  representa el coeficiente de difusión. El segundo término del lado derecho representa al término fuente.

La ecuación general de transporte puede ser discretizada mediante diversos métodos; los más representativos son el método de diferencias finitas, el método de volumen finito y el método de elementos finitos. El método de volumen finito consiste la discretización del dominio en subdominios o volúmenes de control, de tal manera que es posible integrar las ecuaciones diferenciales en cada uno de estos volúmenes. Debido a que los límites de los volúmenes de control adyacentes son compartidos, éste método tiene la ventaja de obedecer los principios de conservación de las magnitudes como masa, energía y/o cantidad de movimiento. Los límites de los volúmenes de control están posicionados en una posición intermedia entre cada nodo, de tal manera que cada nodo está en el centro de un volumen de control. Por convención, se denomina a un nodo general 'P' mientras que a los nodos adyacentes se denomina 'N', 'S', 'E' y 'W' para norte, sur, este y oeste, respectivamente. Para las "caras" o "límites" del volumen de control se utilizan las letras minúsculas en las mismas direcciones: 'n', 's', 'e' y 'w', para norte, sur, este y oeste, respectivamente.

La distancia entre los nodos  $P$  y  $j$  es representada por  $\delta x_j$ , mientras que las dimensiones para el volumen de control son representadas por  $\Delta i$ . La Figura 6 muestra un esquema para una malla numérica convencional en dos dimensiones. La discretización se lleva a cabo mediante la integración de la ecuación general de transporte sobre todo el volumen de control y utilizando el teorema de divergencia de Gauss:



$$\iint \mathbf{n} \cdot \nabla \cdot (\rho \phi \vec{v}) dA = \iint \mathbf{n} \cdot \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) dA + \iiint S_\phi dV \quad (3.44)$$

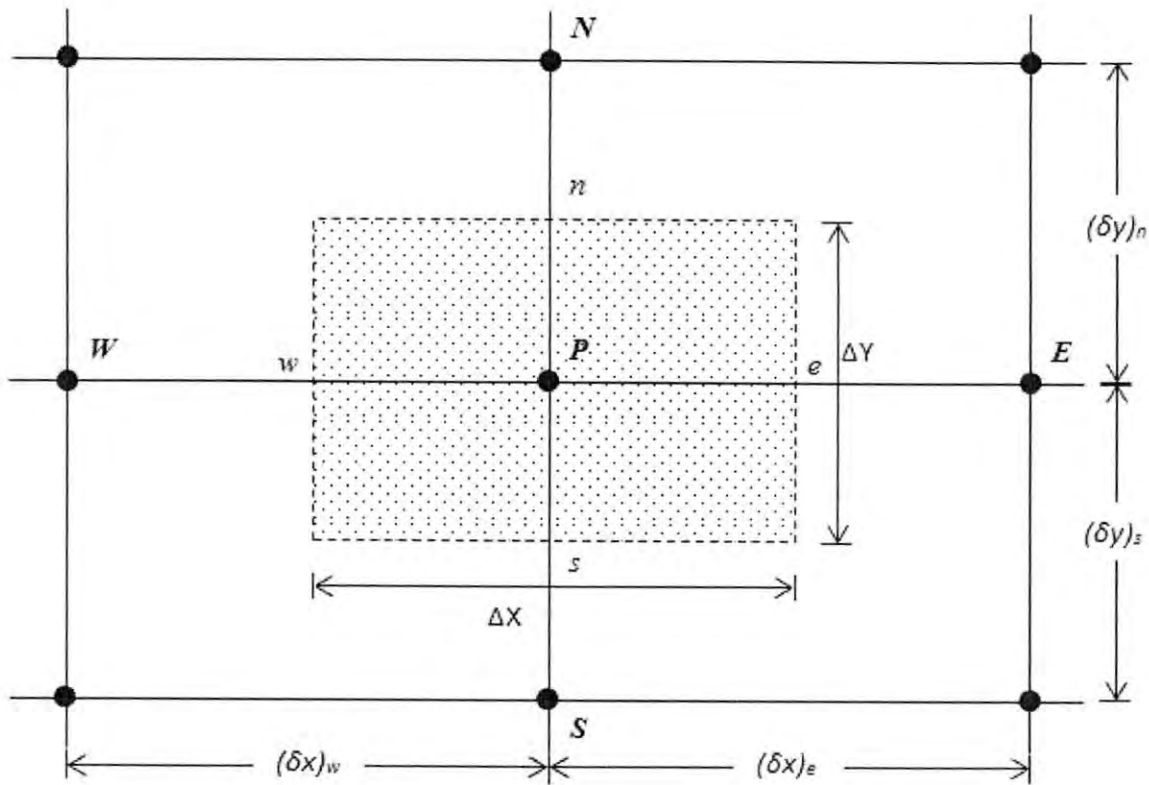


Figura 6 Representación del método de volumen finito.

Donde  $\mathbf{n}$  es un vector normal a la superficie del volumen de control. Posteriormente es necesario realizar un procedimiento diferente para los términos difusivo, convectivo y fuente, debido a la naturaleza particular de cada uno de ellos.

Para el término difusivo:

$$\iint \mathbf{n} \cdot \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) dA \quad (3.44)$$

es posible utilizar la regla del punto medio, de tal manera que la integración se puede expresar en forma de sumatoria:

$$\iint \mathbf{n} \cdot \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) dA = \sum_k (A \rho \Gamma)_k (\nabla \phi)_k \quad (3.45)$$

donde el subíndice k representa todas las caras: n,s,e y w. Entonces se infiere que el valor total del flujo difusivo de la variable de transporte hacia el volumen de control es igual a la suma del flux difusivo por cada una de las caras. El término diferencial  $(\nabla \phi)_k$  se puede expresar como:

$$(\nabla \phi)_k = \frac{\phi_k - \phi_p}{x_k - x_p} \quad (3.46)$$

La densidad  $\rho$  y el coeficiente de difusión  $\Gamma$  se obtienen mediante interpolación; dos tipos de interpolaciones son utilizadas: lineal (3.47) y armónica (3.48):

$$\bar{\phi} = \frac{\phi_i - \phi_j}{2} \quad (3.47)$$

$$\bar{\phi} = \frac{2\phi_i\phi_j}{\phi_i + \phi_j} \quad (3.48)$$

Para la discretización del término convectivo nuevamente se puede usar la regla del punto medio, de tal manera que:

$$\iint \mathbf{n} \cdot \nabla \cdot (\rho \phi \vec{v}) dA = \sum_k (S \rho U)_k \phi_k \quad (3.49)$$

Debido a que el término convectivo implica la complicación del movimiento de un bulto es necesario tomar ciertas medidas. La principal complicación radica en que la aproximación utilizada para el término difusivo no considera la dirección del flujo, necesaria para obtener un

resultado adecuado. Para superar dicha dificultad existen diversos esquemas de discretización como los esquemas UPWIND, QUICK e Híbrido[28]. La exactitud del resultado obtenido dependerá de la adecuación del esquema utilizado al problema planteado, así como del número de nodos considerados en la implementación del esquema (orden). El esquema lineal es de segundo orden pero no es adecuado para convección debido a que no se toma en cuenta la dirección del flujo, mientras que el esquema UPWIND es un esquema de primer orden. El esquema híbrido es el más utilizado por los softwares comerciales y es una combinación de los dos esquemas antes mencionados.

Como manera discretizar el término convectivo, la ecuación (3.45) para una dimensión y despreciando los términos fuente puede ser escrita de la siguiente manera:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right) \quad (3.50)$$

integrando sobre el volumen de control para una dimensión se obtiene:

$$(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w = \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \quad (3.51)$$

la ecuación puede ser escrita, considerando el nodo central:

$$\frac{1}{2}(\rho u)_e(\phi_E + \phi_P) - \frac{1}{2}(\rho u)_w(\phi_P + \phi_W) = \frac{\Gamma_e(\phi_E - \phi_P)}{(\delta x)_e} - \frac{\Gamma_w(\phi_P - \phi_W)}{(\delta x)_w} \quad (3.52)$$

reemplazando:

$$D_i = \frac{\Gamma_i}{\delta x_i} \quad (3.53)$$

$$F_i = \rho u_i \quad (3.54)$$

Donde  $D_i$  representa la difusión mientras que  $F_i$  representa la fuerza de la convección o flujo. Posteriormente la ecuación se escribe como:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W \quad (3.55)$$

donde

$$a_E = D_e - \frac{F_e}{2} \quad (3.56)$$

$$a_W = D_w + \frac{F_w}{2} \quad (3.57)$$

$$a_P = D_e + \frac{F_e}{2} - D_w - \frac{F_w}{2} \quad (3.58)$$

sin embargo la formulación anterior no es la adecuada para sistemas en los que la convección sea el mecanismo de transporte dominante.

Si se define el número de Péclet como la relación entre las magnitudes del transporte por convección y difusión:

$$P = \frac{\rho C_P u}{k/L} \quad (3.59)$$

y para el número de Péclet de la celda:

$$P_c = \frac{\rho C_P u}{k} \quad (3.60)$$

las ecuaciones (3.56) y (3.57) pueden ser reescritas de la siguiente manera:

$$a_E = 1 - \frac{P_c}{2} \quad (3.61)$$

$$a_W = 1 + \frac{P_c}{2} \quad (3.62)$$

con el criterio de Scarborough se puede determinar que la ecuación (3.48) solo convergerá si tanto  $a_E$  como  $a_W$  son positivos. En otras palabras, éste método de solución solamente es aplicable cuando  $|P_c| \leq 2$ .

El esquema UPWIND considera la dirección del flujo y recibe distintas formulaciones. Para la cara e:

$$\phi_e = \phi_P \text{ si } F_e > 0$$

$$\phi_e = \phi_E \text{ si } F_e < 0$$

La cara w puede ser definida de manera similar.

El esquema híbrido funciona como una combinación práctica del esquema lineal y el esquema UPWIND, y basa su funcionamiento en el número de Péclet. Como se mencionó anteriormente, el esquema lineal solamente es adecuado para problemas donde el mecanismo de transporte dominante es difusión ( $|P_c| \leq 2$ ), por lo que se realiza una evaluación en el volumen de control y se utiliza éste criterio para determinar el método de discretización. En otras palabras,

$$F_w = \left[ \frac{1}{2} \left( 1 + \frac{2}{P_{C_w}} \right) \phi_W + \frac{1}{2} \left( 1 - \frac{2}{P_{C_w}} \right) \phi_P \right] \text{ para } -2 < P_{C_w} < 2 \quad (3.63)$$

$$F_w = A_w \phi_W \text{ para } P_{e_w} \geq 2 \quad (3.64)$$

$$F_w = A_w \phi_P \text{ para } P_{e_w} \leq 2 \quad (3.65)$$

Finalmente, el término fuente es discretizado mediante el cálculo de un valor promedio de todos los términos fuente involucrados multiplicados por el volumen del nodo.

$$\iiint S_{\phi} dV = VS_{\phi} \quad (3.66)$$

A pesar de que el problema es resuelto con enfoque estable, el utilizar un enfoque pseudo-transitorio proporciona estabilidad a los resultados obtenidos en cada iteración. Entonces es necesario el término dependiente del tiempo a la ecuación general de transporte:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \phi \vec{v} = \nabla \cdot (\Gamma_{\phi} \nabla \phi) + S_{\phi} \quad (3.67)$$

Considerando que el tiempo "t" es una magnitud unidireccional, cualquier cambio en este será positivo, por se puede realizar una integración de la ecuación desde un tiempo "t" hasta un tiempo "t+Δt", integrando también la ecuación en todo el volumen de control:

$$\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \iiint (\rho \phi) dV dt + \int_t^{t+\Delta t} \iiint \nabla \cdot (\rho \phi \vec{u}) dV dt = \int_t^{t+\Delta t} \iiint \nabla \cdot (\Gamma \nabla \phi) dV dt + \int_t^{t+\Delta t} S_{\phi} dV dt \quad (3.68)$$

Finalmente se obtiene:

$$\int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial}{\partial t} \iiint (\rho \phi) dV dt = \frac{\rho(\phi_P - \phi_P^0) \Delta V}{\Delta t} \quad (3.69)$$

Donde  $\phi_P^0$  se refiere a la variable en el tiempo t y  $\phi_P$  en el tiempo t + Δt. El término del lado derecho de la ecuación es evaluado mediante la introducción de un parámetro  $0.0 \leq f \leq 1.0$ :

$$\int_t^{t+\Delta t} \phi_P dt = (f\phi_P + (1.0-f)\phi_P^o)\Delta t \quad (3.70)$$

Donde el valor de  $f$  es asignado por el usuario. Los valores más utilizados son:

$f = 0.0$  (esquema explícito).

$f = 0.5$  (esquema de Crank-Nicholson).

$f = 1.0$  (esquema implícito).

El esquema implícito es el más utilizado en la industria de CFD y es el que se utiliza en éste trabajo.

La ecuación general de transporte discretizada supone el acoplamiento de los términos difusivos, convectivos y el término transitorio. Como se explica anteriormente, los términos difusivos son discretizados mediante el esquema de diferencias centradas, los términos convectivos con el esquema híbrido y para la integración en el tiempo se recurre al esquema implícito:

$$a_P\phi_P = a_W\phi_W + a_E\phi_E + a_S\phi_S + a_N\phi_N + a_P^o\phi_P^o + S_u \quad (3.71)$$

$$a_P = a_W + a_E + a_S + a_N + a_P^o + \Delta F - S_P \quad (3.72)$$

$$a_P^o = \frac{\rho_P^o \Delta V}{\Delta t} \quad (3.73)$$

$$\bar{S}\Delta V = S_u + S_P\phi_P \quad (3.74)$$

$$a_W = \max\left(F_w, \left(D_w + \frac{F_w}{2}\right), 0\right) \quad (3.75)$$

$$a_E = \max\left(-F_e, \left(D_e - \frac{F_e}{2}\right), 0\right) \quad (3.76)$$

$$a_S = \max\left(F_s, \left(D_s + \frac{F_s}{2}\right), 0\right) \quad (3.77)$$

$$a_N = \max\left(-F_n, \left(D_n - \frac{F_n}{2}\right), 0\right) \quad (3.78)$$

$$F_e = \rho_e u_e A_e \quad (3.79)$$

$$F_n = \rho_n v_n A_n \quad (3.80)$$

$$F_s = \rho_s v_s A_s \quad (3.81)$$

$$D_e = \frac{\Gamma_e A_e}{\delta x_{PE}} \quad (3.82)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w A_w}{\delta x_{WP}} \quad (3.83)$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n A_n}{\delta y_{PN}} \quad (3.84)$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s A_s}{\delta y_{SP}} \quad (3.85)$$

En las ecuaciones anteriores  $a_P$  representa  $Di = \frac{\Gamma_i A_i}{\delta x_{Pi}}$  el coeficiente del nodo central o principal (de ahí la utilización del subíndice  $p$ ) y  $a_E$ ,  $a_W$ ,  $a_N$  y  $a_S$  representan los nodos vecinos. Las



ecuaciones de conservación deben de cumplirse para cada volumen de control. Como fue mencionado anteriormente, la ecuación general de transporte puede ser utilizada como una representación discretizada para las ecuaciones de conservación de materia, cantidad de movimiento y energía.

La ecuación de generación de entropía (3.26), puede ser discretizada de manera similar a los términos difusivos de las ecuaciones generales de transporte considerando el nodo central:

$$S_{tc} = \frac{k_P}{T_P^2} \left( \left( \frac{(T_E - T_W)}{\delta x} \right)^2 + \left( \frac{\Gamma_P(T_N - T_S)}{\delta y} \right)^2 \right) \quad (3.86)$$

$$S_{ff} = \frac{k_P}{T_P} \left( 2 \left( \left( \frac{(T_E - T_W)}{\delta x} \right)^2 + \left( \frac{(T_N - T_S)}{\delta y} \right)^2 \right) + \left( \frac{T_E - T_W}{\delta y} + \frac{T_N - T_S}{\delta x} \right)^2 \right) \quad (3.87)$$

Donde  $S_{tc}$  es la generación de entropía por transferencia de calor y  $S_{ff}$  es la generación de entropía por fricción en el fluido.

### 3.5 Algoritmo de solución

#### 3.5.1 Complicaciones relacionadas con el campo de velocidad.

Si se consideran las ecuaciones (3.1 – 3.4) con los gradientes de presión fuera del término fuente:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) = 0 \quad (3.88)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uu) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho vu) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial u}{\partial y}\right) - \frac{\partial p}{\partial x} + S_x \quad (3.89)$$

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho uv) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho vv) = \frac{\partial}{\partial x}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\mu \frac{\partial v}{\partial y}\right) - \frac{\partial p}{\partial y} + S_y \quad (3.90)$$

Se puede observar a simple vista que los términos convectivos de las ecuaciones son no-lineales y que los componentes para la velocidad se encuentran en las tres ecuaciones. El principal problema consiste en que no se cuenta con una ecuación para resolver el campo de presión. Sin embargo, Patankar y Spalding [29] desarrollaron un algoritmo denominado SIMPLE, explicado en la sección 3.5.3.

### 3.5.2 Complicaciones relacionadas con la malla numérica.

El suponer las variables escalares (presión, temperatura) situadas en la misma posición que las variables vectoriales (componentes de la velocidad) dentro de la malla numérica implica complicaciones importantes. Para la determinación de la presión se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\frac{\partial p}{\partial x} = \frac{p_{i+1} - p_{i-1}}{2\Delta x} \quad (3.91)$$

$$\frac{\partial p}{\partial y} = \frac{p_{j+1} - p_{j-1}}{2\Delta y} \quad (3.92)$$

Es importante notar que en las ecuaciones anteriores no está involucrado el nodo principal o central. Ahora, supóngase un campo de presión altamente irregular, como el presentado en la Figura 7.

Es evidente que al utilizar las ecuaciones mencionadas anteriormente se obtendrá un valor erróneo para la presión, pues los gradientes tendrán el valor de cero. Es entonces que es necesario utilizar más mallas numéricas: una para las magnitudes escalares y otra para las componentes de la velocidad. Las nuevas mallas numéricas se encuentran desfasadas con respecto a la malla original y suponen la ventaja de que las velocidades están ubicadas

exactamente donde son requeridas para el cálculo de los términos difusivos y convectivos. Además, al desfasar la malla el campo de presión coincide con las caras de los nodos desplazados. La Figura 8 representa un esquema general de una malla desfasada.

Los cuadrados representan los valores de la velocidad en  $x$  mientras que los rombos representan los valores para la velocidad en  $y$ , mientras que los círculos negros hacen referencia a los valores escalares.

### 3.5.3 Algoritmo SIMPLE.

El algoritmo SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*) consiste en suponer valores iniciales de los campos de presión y velocidad para posteriormente calcular los campos corregidos. La componente  $u$  de la velocidad es obtenida con la ecuación de movimiento en  $x$  al mismo tiempo que la ecuación de movimiento en  $y$  sirve para resolver la componente  $v$ . Las velocidades son obtenidas mediante:

$$a_e u_e^* = \sum a_{nb} u_{nb}^* + (p_P^* - p_E^*) \Delta y + S_e \quad (3.93)$$

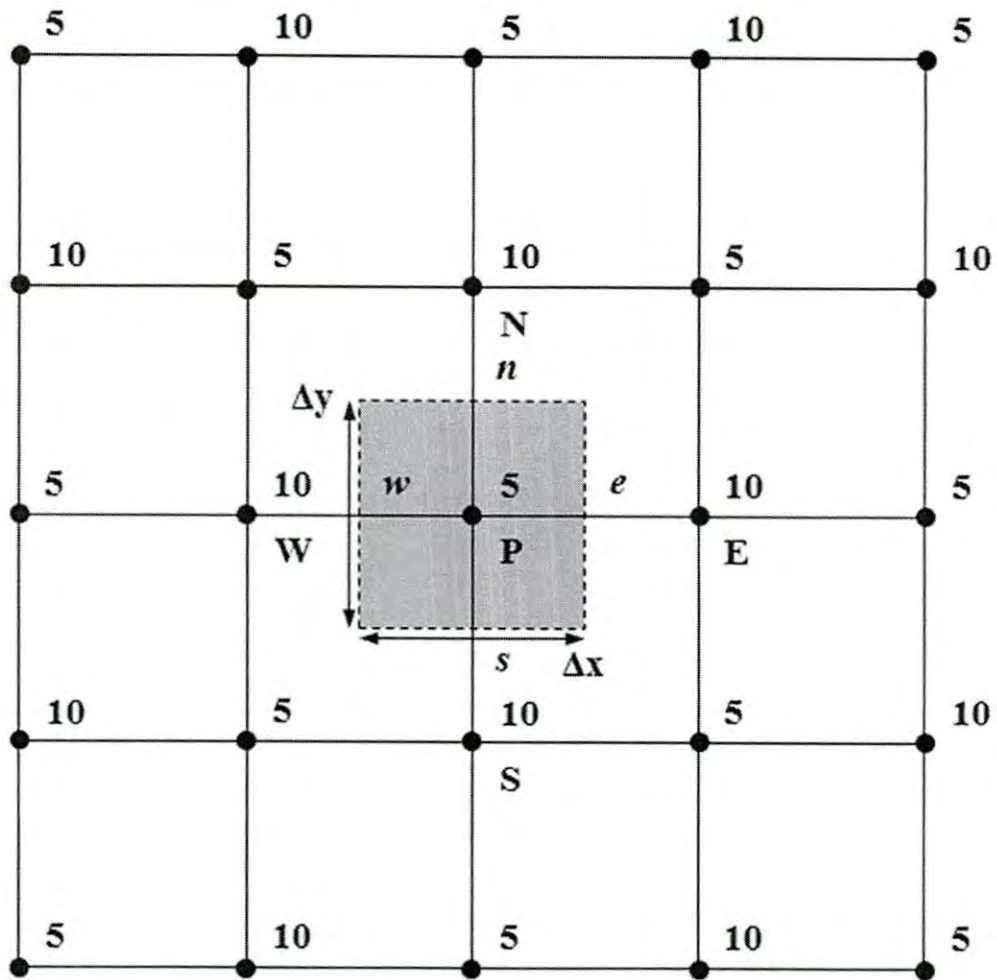


Figura 7 Esquema de un campo de presión en una malla computacional.

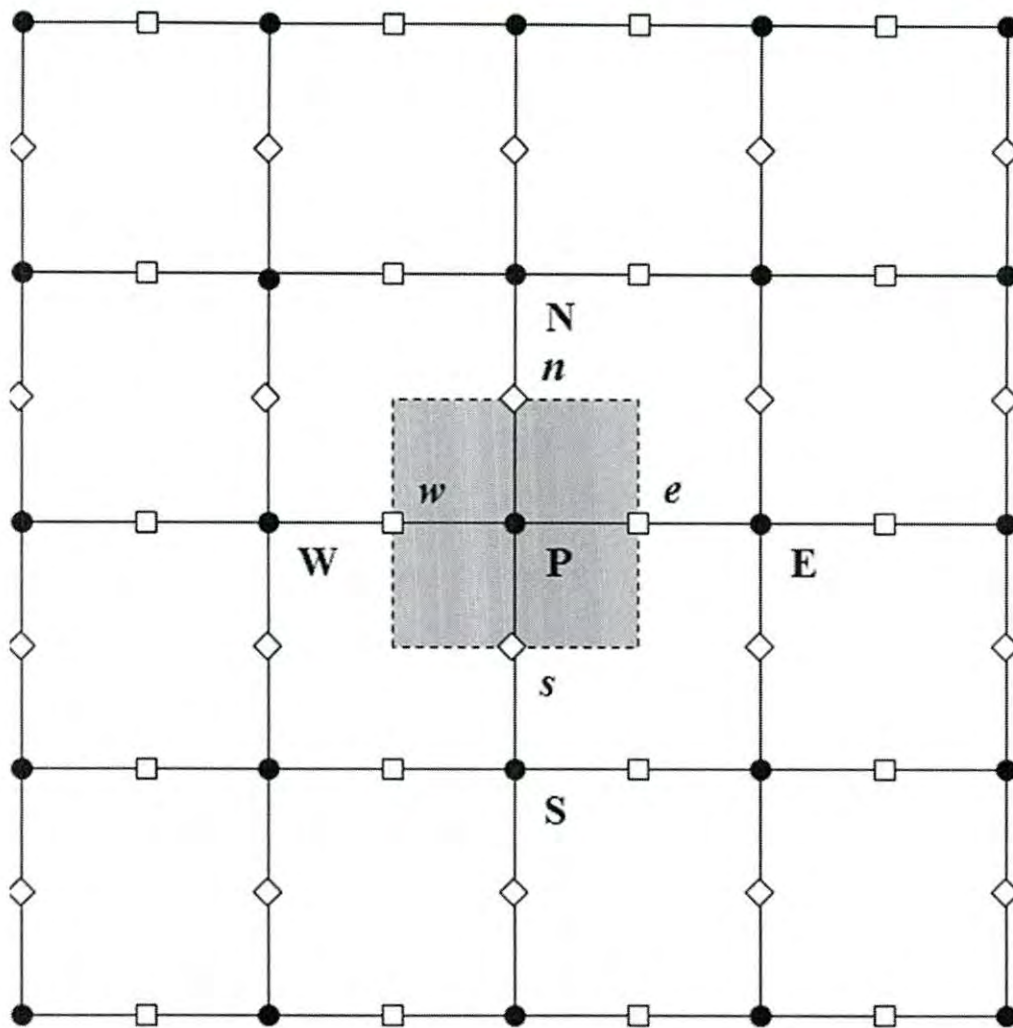


Figura 8 Esquema de una malla computacional desplazada

$$a_n v_n^* = \sum a_{nb} v_{nb}^* + (p_P^* - p_N^*) \Delta x + S_n \quad (3.94)$$

Donde el superíndice \* indica valores obtenidos mediante suposiciones para el campo inicial y el subíndice *nb* representa a los nodos de los alrededores; posteriormente se calcula la presión con los valores obtenidos para la velocidad y finalmente se utiliza una ecuación para la corrección de la presión:

$$p' = p - p^* \quad (3.95)$$

Con los valores obtenidos para la presión se recalcula la velocidad y de manera similar a la presión se realiza una corrección:

$$u' = u - u^* \quad (3.96)$$

$$v' = v - v^* \quad (3.97)$$

Tomando como ejemplo el nodo *e*, se pueden acoplar las ecuaciones (3.91) y (3.92) con las ecuaciones (3.93) y (3.94) para obtener nuevas expresiones:

$$a_e u'_e = \sum a_{nb} u'_{nb} + (p'_P - p'_E) \Delta y + S_e \quad (3.98)$$

$$a_n v'_n = \sum a_{nb} v'_{nb} + (p'_S - p'_S) \Delta x + S_n \quad (3.99)$$

Sin embargo el algoritmo SIMPLE desprecia la contribución de los nodos vecinos, por lo que las ecuaciones pueden ser simplificadas de la siguiente manera:

$$u'_e = (p'_P - p'_E)d_e \quad (3.100)$$

$$v'_e = (p'_S - p'_P)d_n \quad (3.101)$$

De tal forma que para el campo de velocidad se tiene que:

$$u_e = u_e^* + (p'_P - p'_E)d_e \quad (3.102)$$

$$v_n = v_n^* + (p'_P - p'_N)d_n \quad (3.103)$$

Posteriormente, con la ecuación de continuidad se tiene que:

$$F_e - F_w + F_n - F_s = 0 \quad (3.104)$$

$$(F_e^* - F_w^*) + (F_e' - F_w') + (F_n^* - F_s^*) + (F_n' - F_s') = 0 \quad (3.105)$$

Y sustituyendo en las ecuaciones de corrección de velocidad:

$$F_e^* + \rho_e d_e \Delta y (p'_P - p'_E) - F_w^* + \rho_w d_w \Delta y (p'_P - p'_W) + F_n^* + \rho_n d_n \Delta x (p'_P - p'_N) - F_s^* + \rho_s d_s \Delta x (p'_P - p'_S) = 0 \quad (3.106)$$

finalmente ordenando los términos se tiene una ecuación para la corrección de la presión:

$$a_p p'_P = a_E p'_E + a_W p'_W + a_N p'_N + a_S p'_S + b \quad (3.107)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S \quad (3.108)$$

$$a_E = \rho_e d_e \Delta y \quad (3.109)$$

$$a_W = \rho_w d_w \Delta y \quad (3.110)$$

$$a_N = \rho_n d_n \Delta x \quad (3.111)$$

$$a_S = \rho_s d_s \Delta x \quad (3.112)$$

$$b = (F_w^* - F_e^*) + (F_s^* - F_n^*) \quad (3.113)$$

En resumen, la secuencia de operaciones del algoritmo SIMPLE es la siguiente:

1. Iniciar con un campo de presión estimado.
2. Obtener estimaciones para el campo de velocidad resolviendo las ecuaciones (3.96-97).
3. Calcular la corrección de presión resolviendo la ecuación (3.107).
4. Corregir la presión utilizando la ecuación (3.95).
5. Corregir las velocidades utilizando las ecuaciones (3.96) y (3.97).
6. Resolver la ecuación de energía, para obtener el campo de temperatura, así como cualquier otra variable de interés.
7. Regresar al paso 2 utilizando la presión corregida del paso 4 como el nuevo campo de presión estimado. Repetir hasta que la solución converja.

Las ecuaciones entonces son iteradas hasta alcanzar una convergencia en los resultados obtenidos, es decir, cuando la diferencia del resultado obtenido en iteraciones sucesivas es mínima; en éste trabajo se tomó un valor tolerancia de 0.0001 para la verificación de la convergencia.

Para la solución de las ecuaciones planteadas en este estudio es utilizada una combinación de los algoritmos de Gauss-Seidel y Thomas. Éste método resulta conveniente debido a que solo toma en cuenta los elementos matriciales diferentes de cero, reduciendo así el tiempo de cómputo.



### 3.5.4 Factores de relajación.

En algunas ocasiones los coeficientes pueden tener cambios abruptos en iteraciones subsecuentes lo que puede resultar en problemas en la convergencia de la solución. Entonces es útil contar con una manera de limitar los cambios en los resultados obtenidos en iteraciones sucesivas. A ello se le conoce como factor de relajación o bajo relajación  $\alpha$  y se le asigna un valor  $0 \leq \alpha \leq 1$ . Los factores de bajo relajación pueden ser implementados en las ecuaciones de corrección de presión y velocidad:

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (3.114)$$

$$u = \alpha_u u + (1 - \alpha_u) u^{n-1} \quad (3.115)$$

$$v = \alpha_v v + (1 - \alpha_v) v^{n-1} \quad (3.116)$$

Donde el súper índice  $n-1$  representa el valor de la magnitud en la iteración anterior. Estas ecuaciones pueden ser implementadas en cualquier problema de CFD. Sin embargo, existe una técnica particularmente adecuada para los problemas de convección natural en estado permanente utilizando una formulación pseudotransitoria:

$$p = \left( a_p + \frac{\rho_p^o \Delta V}{\Delta t} \right) u_p = \sum a_{nb} u_{nb} + (p_P - p_E) \Delta y + S_e + \frac{\rho_p^o \Delta V}{\Delta t} u_p^o p^* + \alpha_p p' \quad (3.117)$$

donde

$$(1 - a_u) \frac{a_p}{a_u} = \frac{\rho_p^o \Delta V}{\Delta t} \quad (3.118)$$

## CAPITULO 4

### RESULTADOS Y DISCUSIÓN

#### 4.1 Verificación del código numérico

El proceso de verificación del código numérico fue realizada en varias etapas debido a que no existe un estudio considerando las mismas especificaciones que éste trabajo. Los problemas reportados en la literatura resueltos fueron:

- Generación de entropía en una cavidad cerrada calentada diferencialmente.
- Convección natural en una cavidad abierta con dominio extendido.
- Convección natural y radiación térmica en una cavidad abierta.

##### 4.1.1 Cálculo de la generación de entropía.

Para verificar el correcto funcionamiento del código numérico se realizaron simulaciones para comparar resultados con trabajos de naturaleza similar a éste. Se validó el algoritmo de cálculo de generación de entropía al comparar resultados obtenidos en forma de diagramas de generación de entropía con el estudio reportado por Alipanah *et al.* [10]. En su trabajo se presentan campos de generación de entropía para una cavidad cerrada con dos paredes isotérmicas a una temperatura caliente  $T_H$  y temperatura fría  $T_C$  así como dos paredes adiabáticas, ilustrada en la Figura 9. Las gráficas de la Figura 10 corresponden al autor mencionado (columna a) y a el código para este trabajo (columna b). Los resultados obtenidos con éste código numérico presentan gran concordancia con aquellos reportados por el autor antes mencionado.

Además de los diagramas mencionados anteriormente, se obtuvieron diagramas de isolíneas de corriente así como isothermas para cada caso.

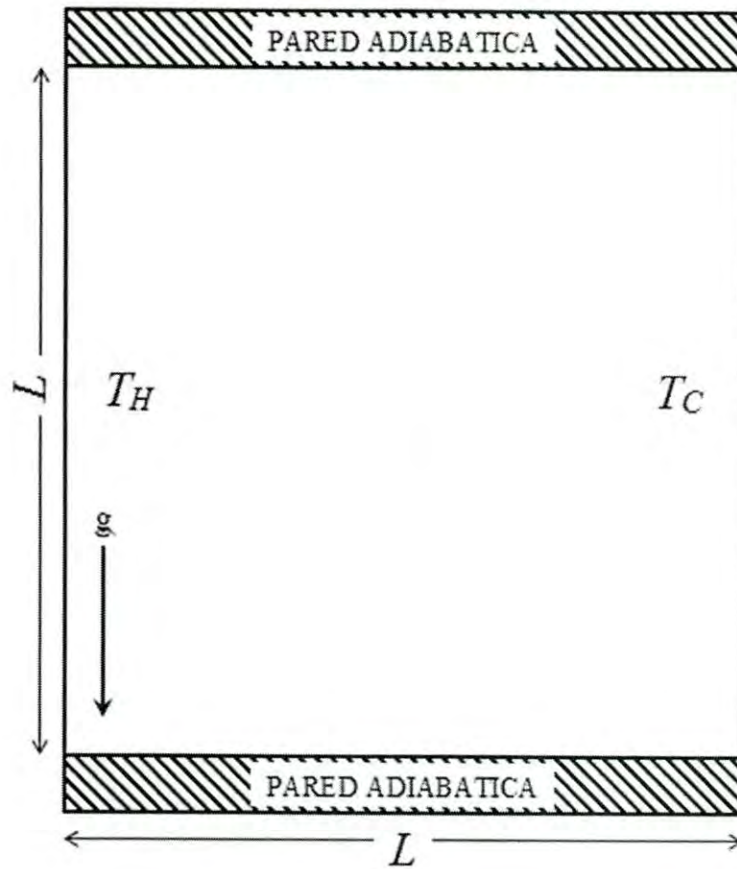


Figura 9 Esquema para una cavidad cerrada calentada diferencialmente.

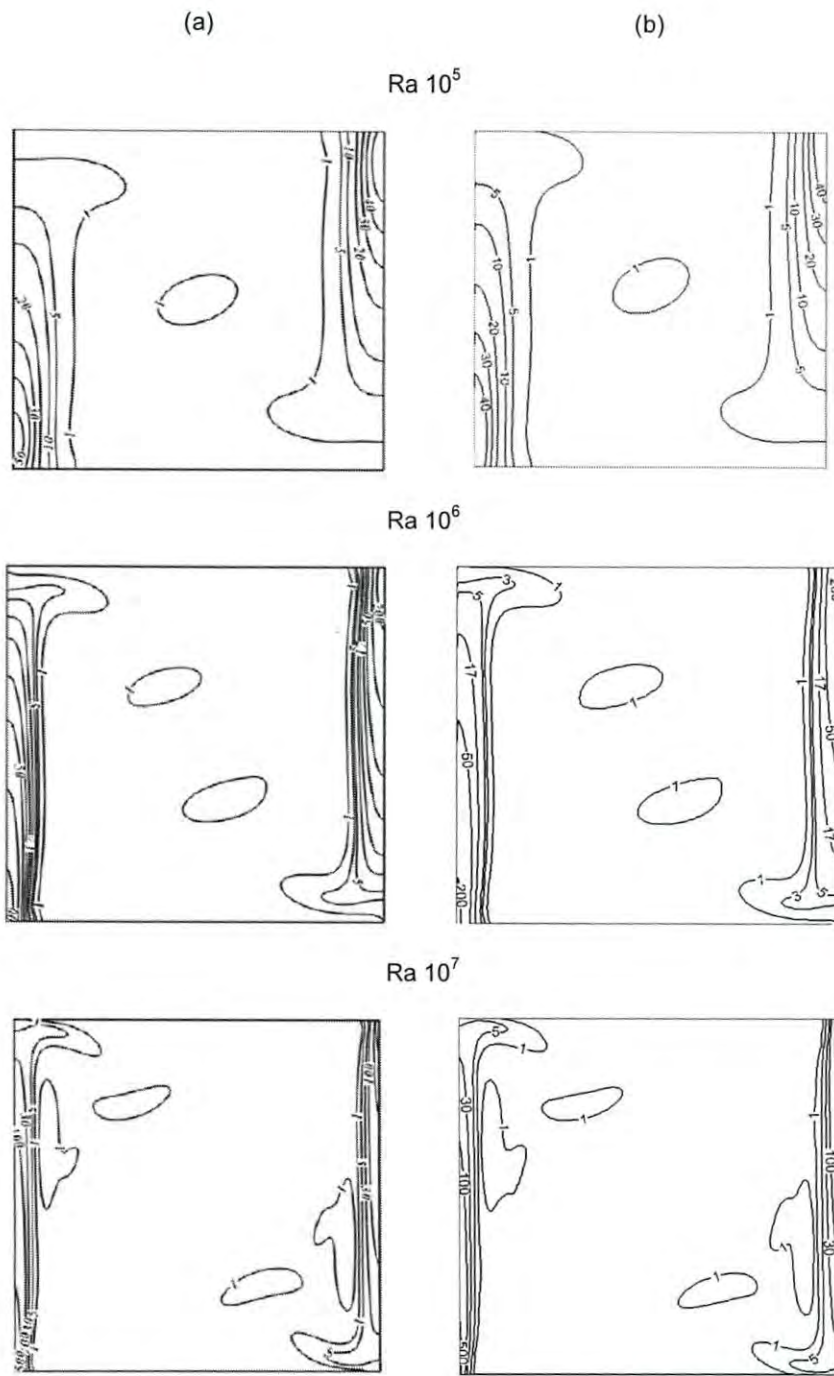


Figura 10 Campos de generación de entropía en cavidad cerrada: a) Alipanah et al.[10] y b) este trabajo.

#### 4.1.2 Cavidad abierta con dominio extendido y propiedades variables.

Para la verificación del funcionamiento del algoritmo computacional para una cavidad abierta con dominio extendido, se reprodujo el trabajo reportado por Juárez *et al.* [30]. En su trabajo los autores presentan un estudio en el cual se considera la dependencia de las propiedades del fluido con respecto a la temperatura. El esquema de la cavidad estudiada se muestra en la Figura 11. Los campos de temperatura obtenidos en este estudio y la comparación de los resultados del número de Nusselt convectivo promedio se presentan en la Figura 12 y la Tabla 1, respectivamente. Con base en los resultados mostrados previamente se considera verificado el código computacional utilizado en éste trabajo.

#### 4.1.3 Cavidad abierta con convección natural con radiación térmica.

El correcto funcionamiento de la parte del código referente a la radiación térmica se realizó comparando los números de Nusselt radiativos en la pared caliente obtenidos con aquellos obtenidos por Montiel *et al* [3]. La comparación entre los valores obtenidos se presenta en la tabla 2. Se puede observar una buena concordancia entre los valores obtenidos y aquellos reportados en la literatura. Con base a ello se consideró la verificación del código computacional utilizado en el presente trabajo.

#### 4.2 Estudio de independencia de malla.

El estudio de independencia de malla fue realizado con los valores máximos del número de Rayleigh y gradiente de temperatura utilizados para las simulaciones ( $10^6$  y  $\Delta T= 400$ ) debido a que con ese conjunto de parámetros se tiene el menor espesor en la capa límite cerca de la pared caliente. En la Tabla 3 se presentan los resultados obtenidos con diferentes tamaños de malla. Se puede observar que con una malla uniforme de 210 x 210 la diferencia porcentual en el número de Nusselt convectivo y radiativo fue menor a 1%.

**Tabla 1** Comparación de valores del número de Nusselt convectivo.

Ra	Éste Trabajo	Juárez et al.[30]	% Diferencia
$10^4$	3.25	3.28	0.914
$10^5$	7.42	7.49	0.845
$10^6$	14.28	15.00	0.048

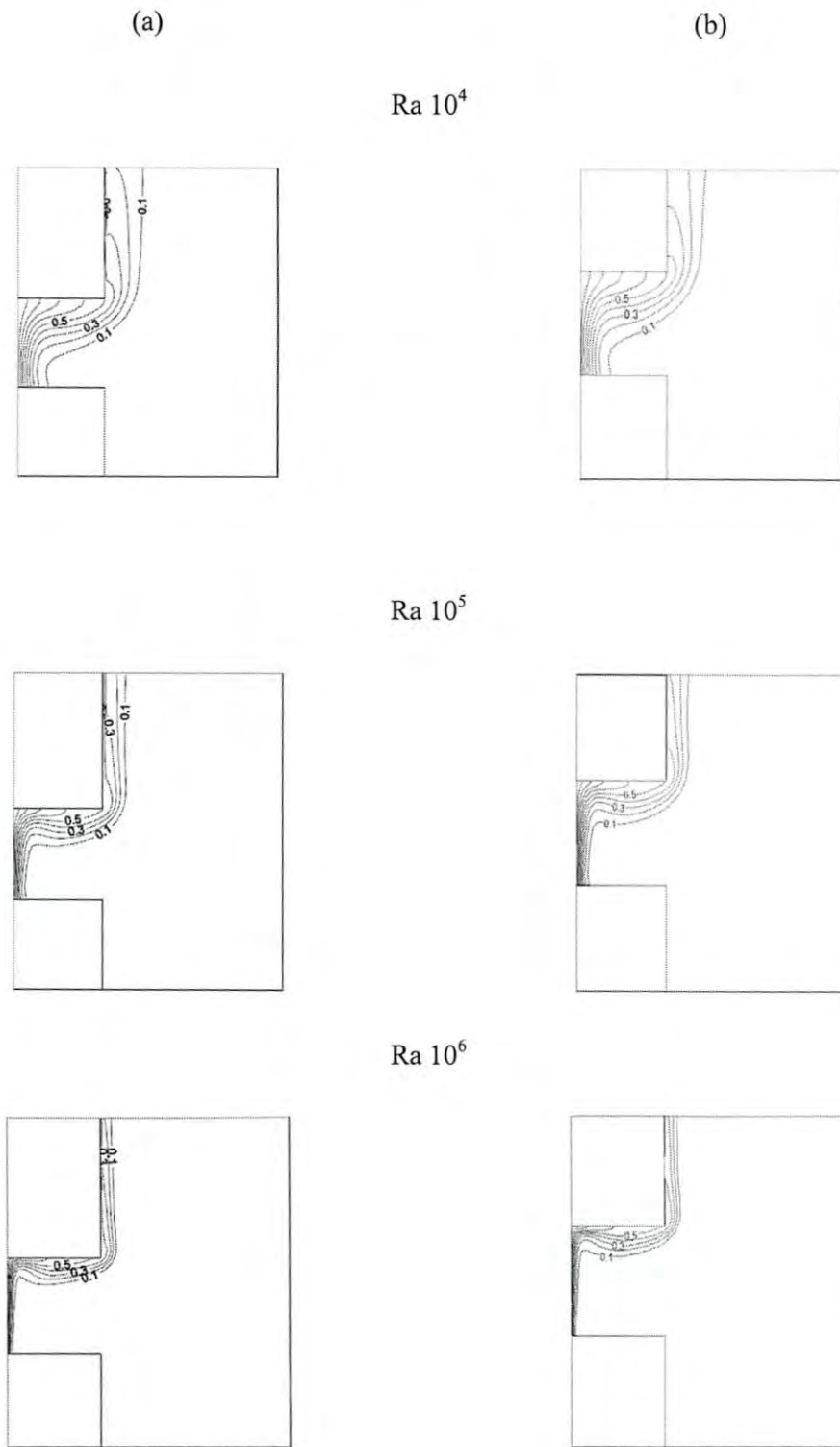


Figura 11. Isotermas en la cavidad abierta con dominio extendido: a) Juárez et. al [30] y b) éste trabajo.

**Tabla 2** Comparación de valores del número de Nusselt radiativo.

Ra	$\Delta T$	Este Trabajo	Montiel et al. [3]	% Diferencia
$10^4$	100	2.76	2.82	2.05
	200	4.10	3.94	4.18
	400	7.26	7.90	7.98
$10^5$	100	6.18	6.20	0.19
	200	8.77	8.62	1.83
	400	15.72	16.80	6.42
$10^6$	100	12.68	13.07	2.91
	200	17.72	17.85	0.68
	400	32.26	34.18	5.59

**Tabla 3** Variación del números de Nusselt convectivo y radiativo con el tamaño de la malla.

Número de nodos	$Nu_r$	Diferencia porcentual	$Nu_c$	Diferencia porcentual
210 x 210	32.26	-----	10.88	-
240 x 240	32.23	0.09	10.91	0.27
270 x 270	32.21	0.06	10.95	0.37
300 x 300	32.20	0.03	10.98	0.27



### 4.3 Convección natural en cavidad abierta inclinada.

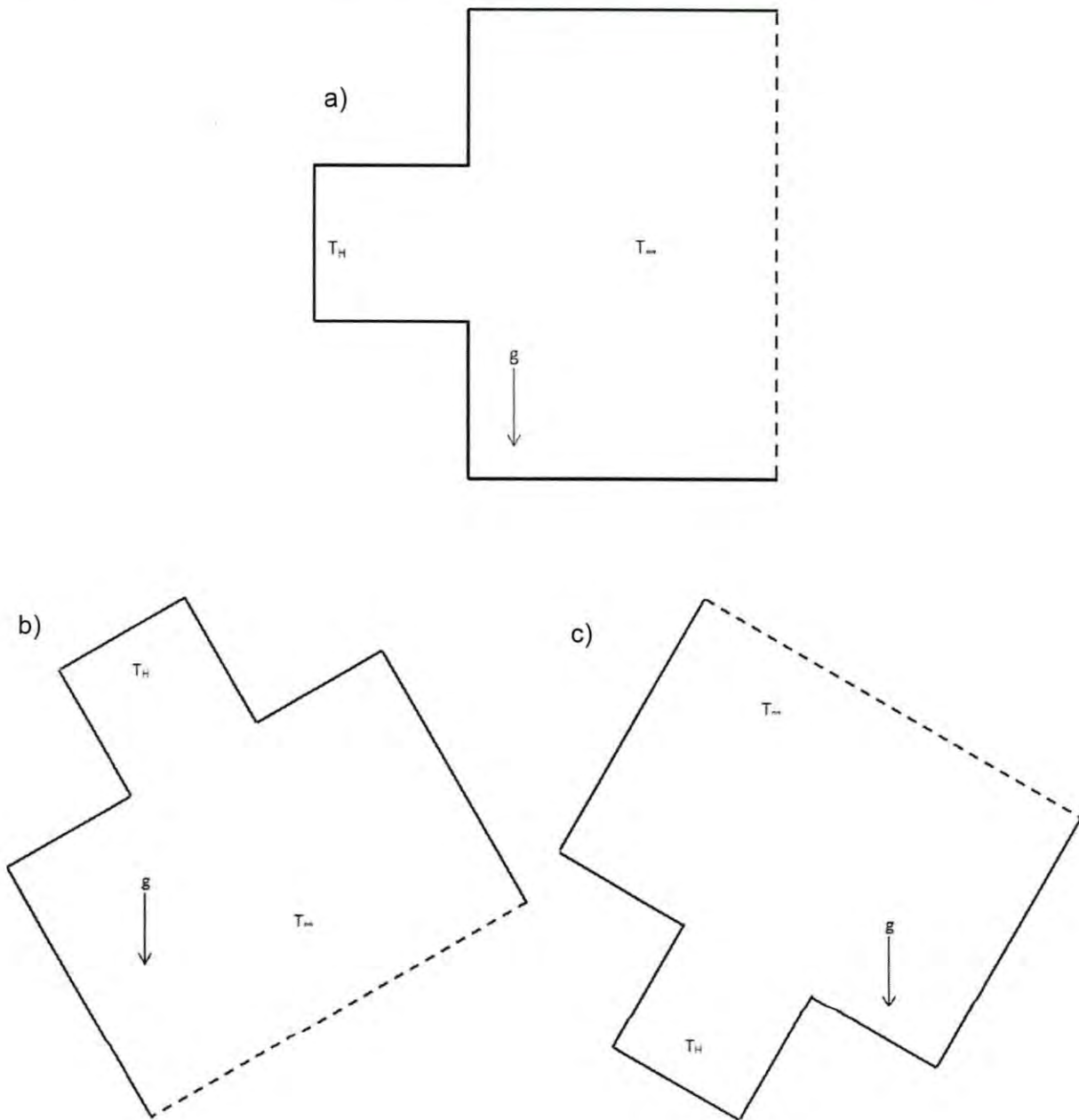
Los resultados se obtuvieron para tres valores del número de Rayleigh ( $10^4$ ,  $10^5$  y  $10^6$ ), cinco valores del gradiente de temperatura adimensional (0.166, 0.333, 0.666 y 1.333) y tres ángulos de inclinación de la cavidad ( $30^\circ$ ,  $90^\circ$  y  $150^\circ$ ). La orientación de las cavidades para los ángulos estudiados se muestra en la Figura 13. Se reportan los campos de generación de entropía, líneas de corriente e isotermas para cada caso.

#### 4.3.1 Patrones de flujo.

Para el análisis de los patrones de flujo dentro de la cavidad se utilizan líneas de corriente. El comportamiento del fluido dentro de la cavidad varía de manera importante con el ángulo de inclinación de la cavidad. En general, el fluido entra por la parte inferior y sale por la parte superior de la cavidad. Con el incremento del número de Rayleigh disminuye el espesor de la capa límite hidrodinámica adyacente a la pared caliente de la cavidad.

En los casos cuyo ángulo de inclinación es de  $90^\circ$  (Figuras 14-16), el fluido entra por la parte inferior de la cavidad, es impulsado verticalmente por la fuerza de flotación al entrar en contacto con la pared caliente y finalmente abandona la cavidad por la parte superior a una velocidad mayor a la de entrada.

Cuando el ángulo de inclinación es de  $30^\circ$  (Figuras 17-19) y el número de Rayleigh es  $10^6$ , el fluido forma recirculaciones con una rotación en dirección contraria a las manecillas del reloj entre el centro y la pared caliente; quedando una parte del fluido confinado en la esquina superior de la cavidad. La capa límite hidrodinámica exhibe la misma tendencia de disminución de espesor con aumento del número de Rayleigh.

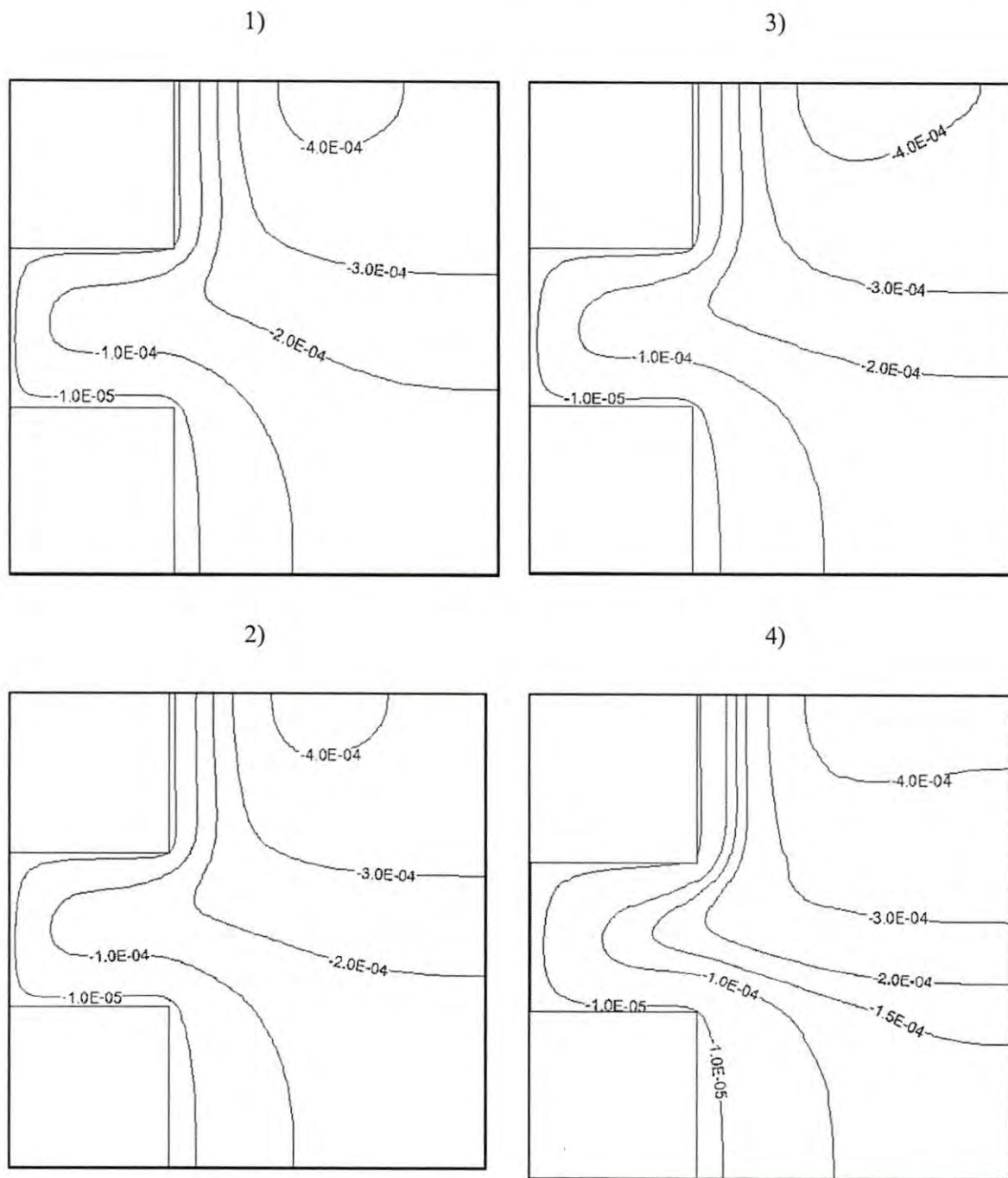


**Figura 12** Representación de la cavidad con diferentes ángulos de inclinación: (a) 90°, (b) 150° y (c) 30°.

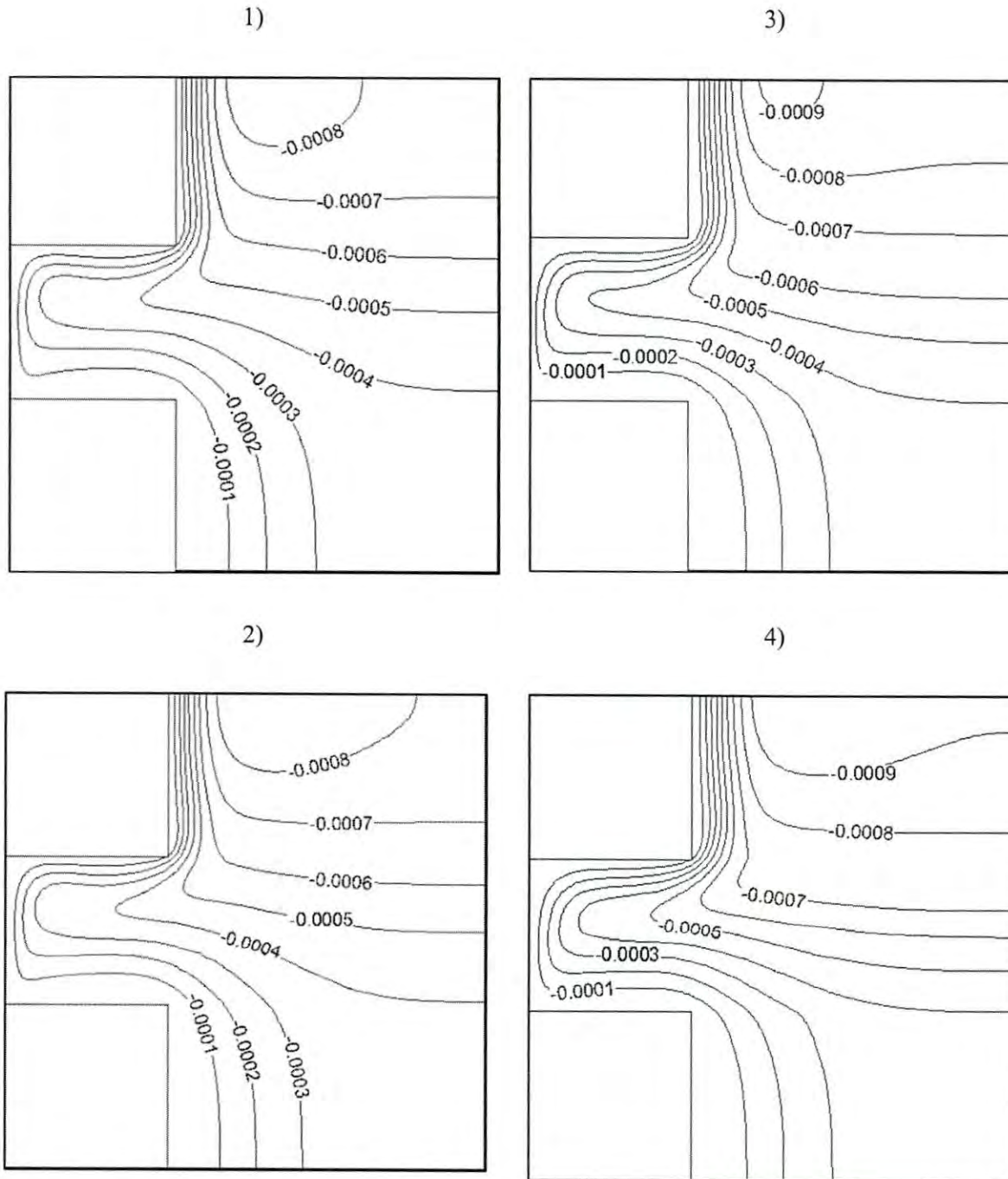
En las simulaciones con una orientación de 150° (Figuras 20-22) se observa una zona de recirculación de fluido en varios de los casos. Esta zona de recirculación se acerca a la pared caliente al aumentar el gradiente de temperatura adimensional e incrementa su tamaño con el

número de Rayleigh. La zona de recirculación se forma debido a que parte del fluido que entra a la cavidad intenta abandonarla por la zona inferior a una temperatura menor a aquella del fluido que abandona la cavidad por la parte superior, ocasionando que la recirculación del fluido en sentido de las manecillas del reloj.

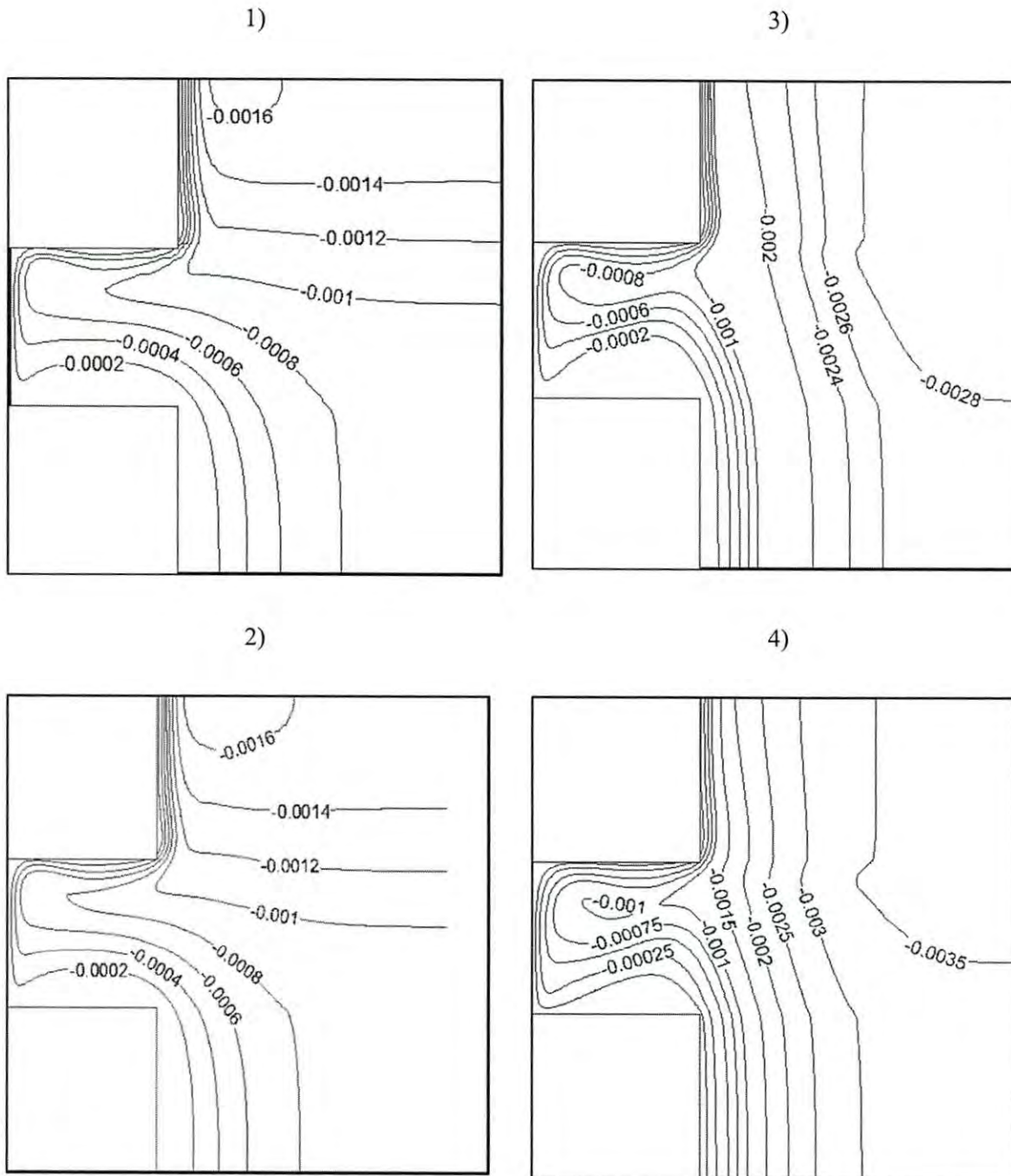
Para algunos casos ( $Ra\ 10^5$  y  $\varphi=0.666$ ,  $Ra\ 10^6$  y  $\varphi=1.333$ ) no se alcanzó el estado estable. Futuras investigaciones pueden realizarse para determinar si el fluido se encuentra en estado de transición hacia la turbulencia.



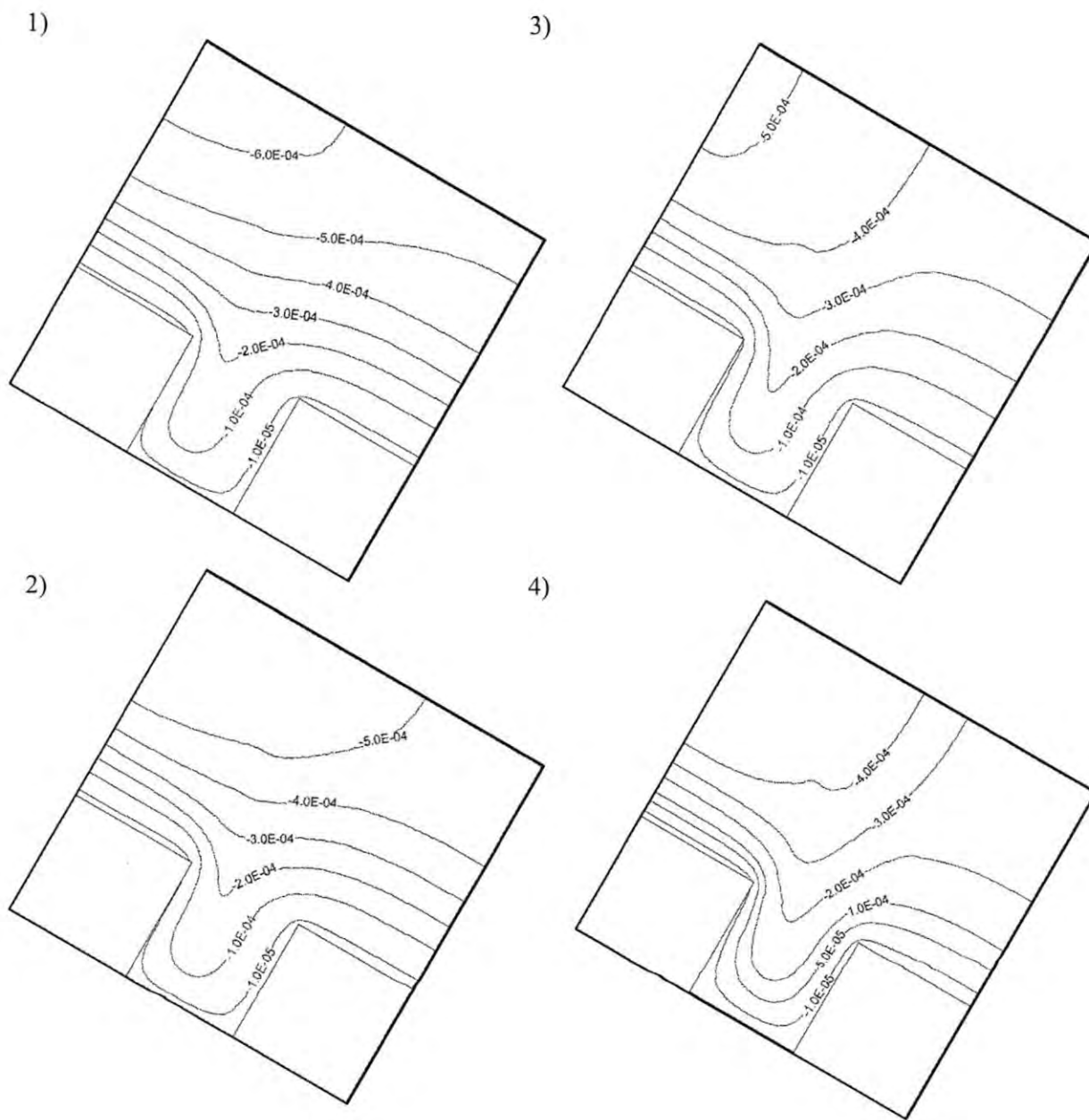
**Figura 13** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



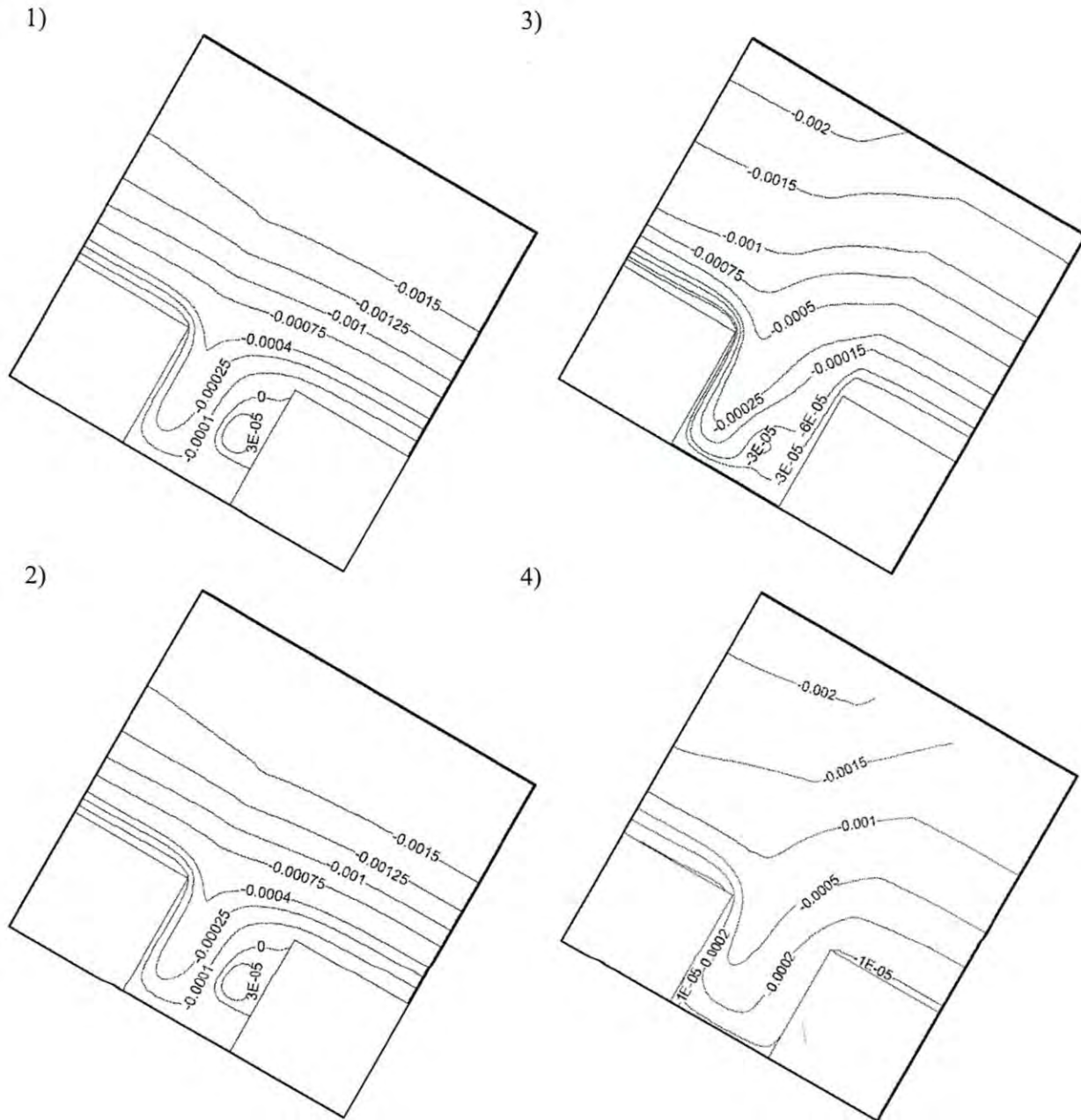
**Figura 14** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de 90°, número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 15** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

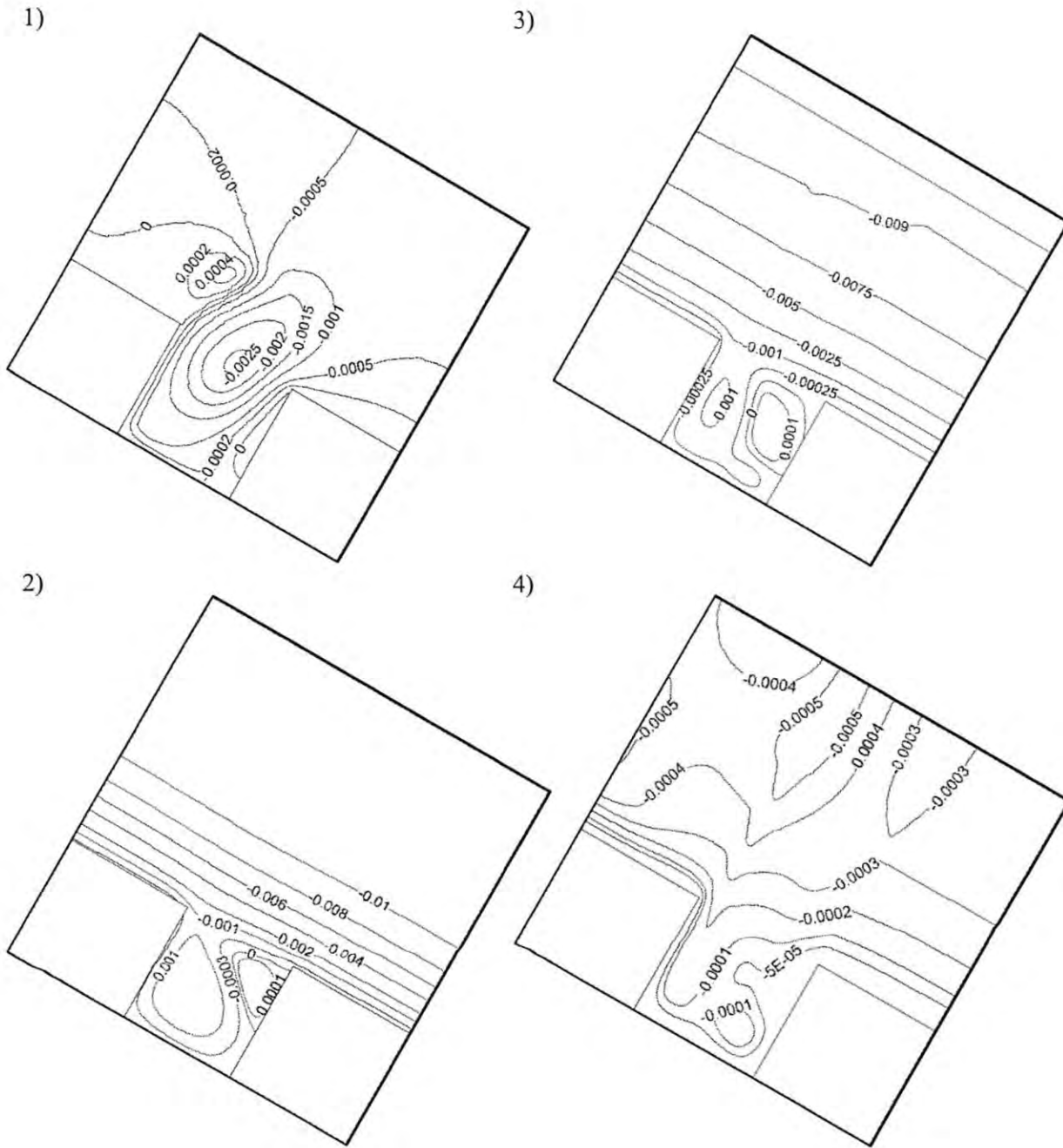


**Figura 16** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

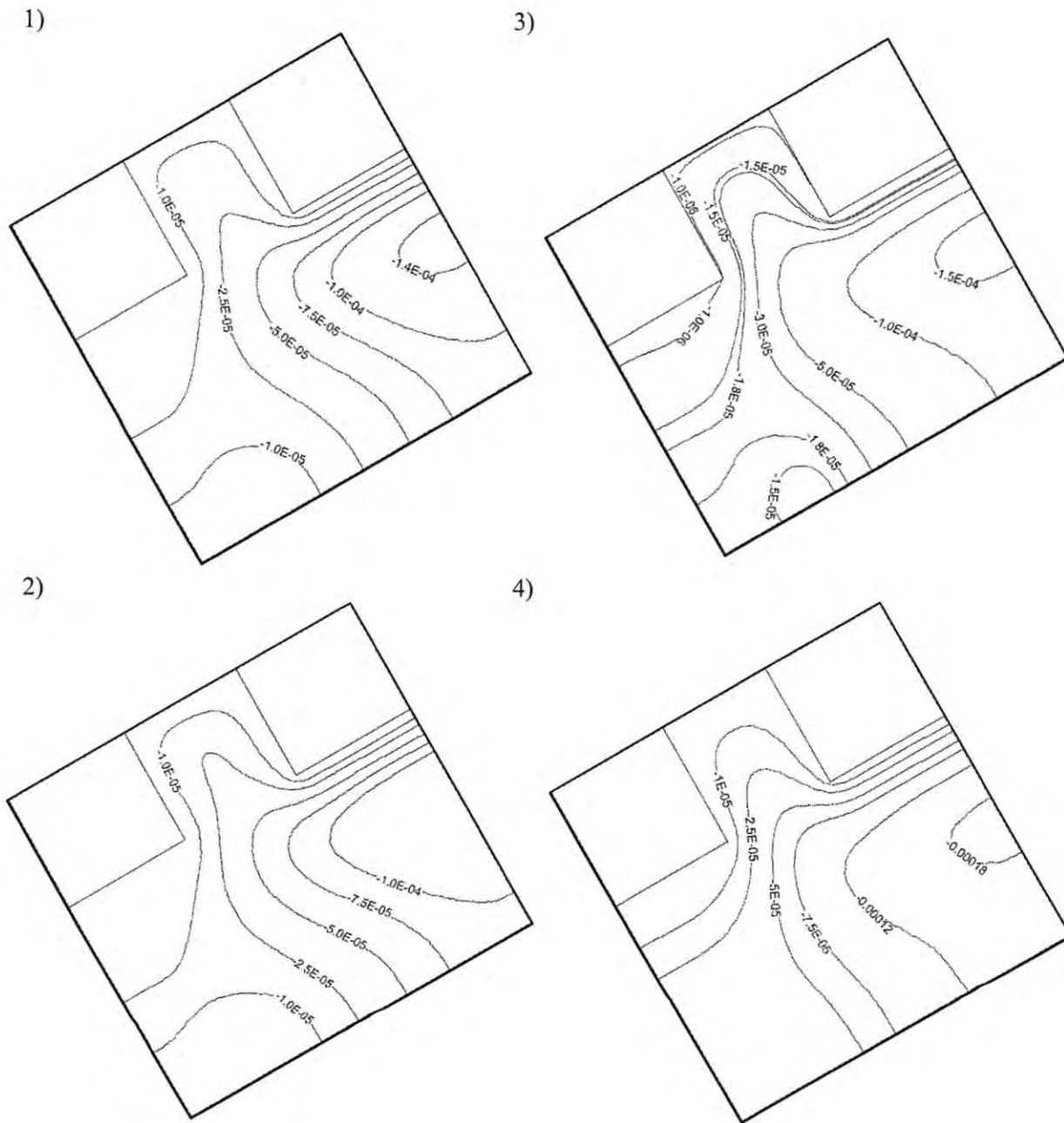


**Figura 17** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



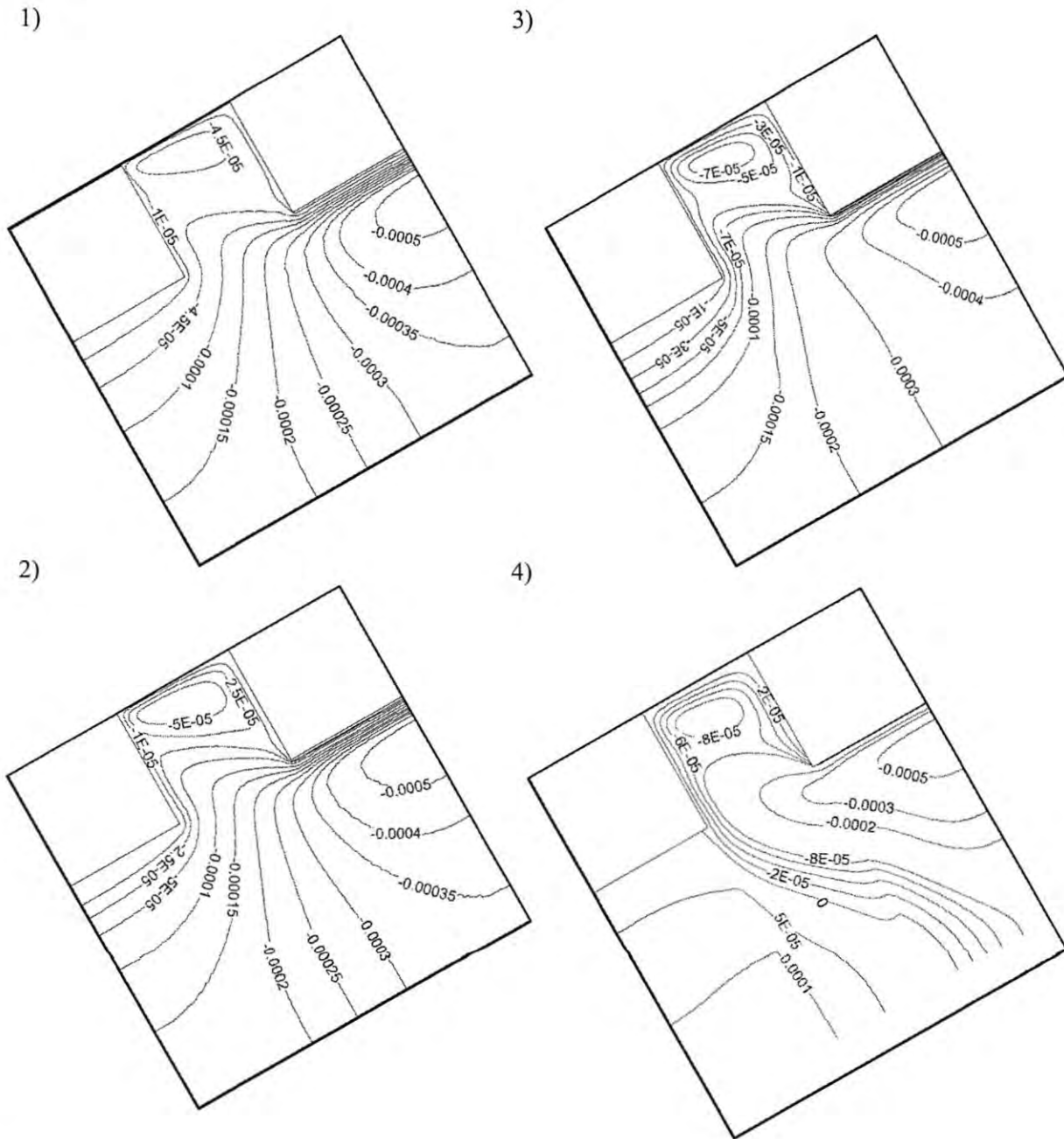


**Figura 18** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 19** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.





**Figura 21** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

### 4.3.2 Campos de temperatura y coeficientes adimensionales de transferencia de calor.

En esta sección se presentan los campos de temperatura adimensional en forma de isotermas para diferentes números de Rayleigh, gradientes adimensionales de temperatura y ángulos de inclinación (Figuras 23-31). Se puede apreciar que el espesor de la capa límite térmica cerca de la pared caliente disminuye al incrementar el número de Rayleigh. El incremento del número de Rayleigh aumenta la velocidad del fluido caliente que sale de la cavidad y el volumen que ocupa el aire frío dentro de la cavidad. Por otro lado, el espesor de la capa límite térmica aumenta con el gradiente de temperatura adimensional, mientras que el volumen que ocupa el fluido frío dentro de la cavidad disminuye.

Para un ángulo de inclinación de  $90^\circ$  (Figuras 23-25) en general se puede observar que el fluido entra a la temperatura ambiente, recibe energía al entrar en contacto con la pared caliente y asciende impulsado por la fuerza de flotación, para chocar con la pared adiabática superior y abandonar la cavidad por la parte superior de la abertura. Como se puede apreciar en las gráficas, el gradiente de temperatura adimensional incrementa el espesor de la capa límite térmica adyacente a la pared caliente, mientras que el aumento en el número de Rayleigh reduce el espesor de la capa límite térmica.

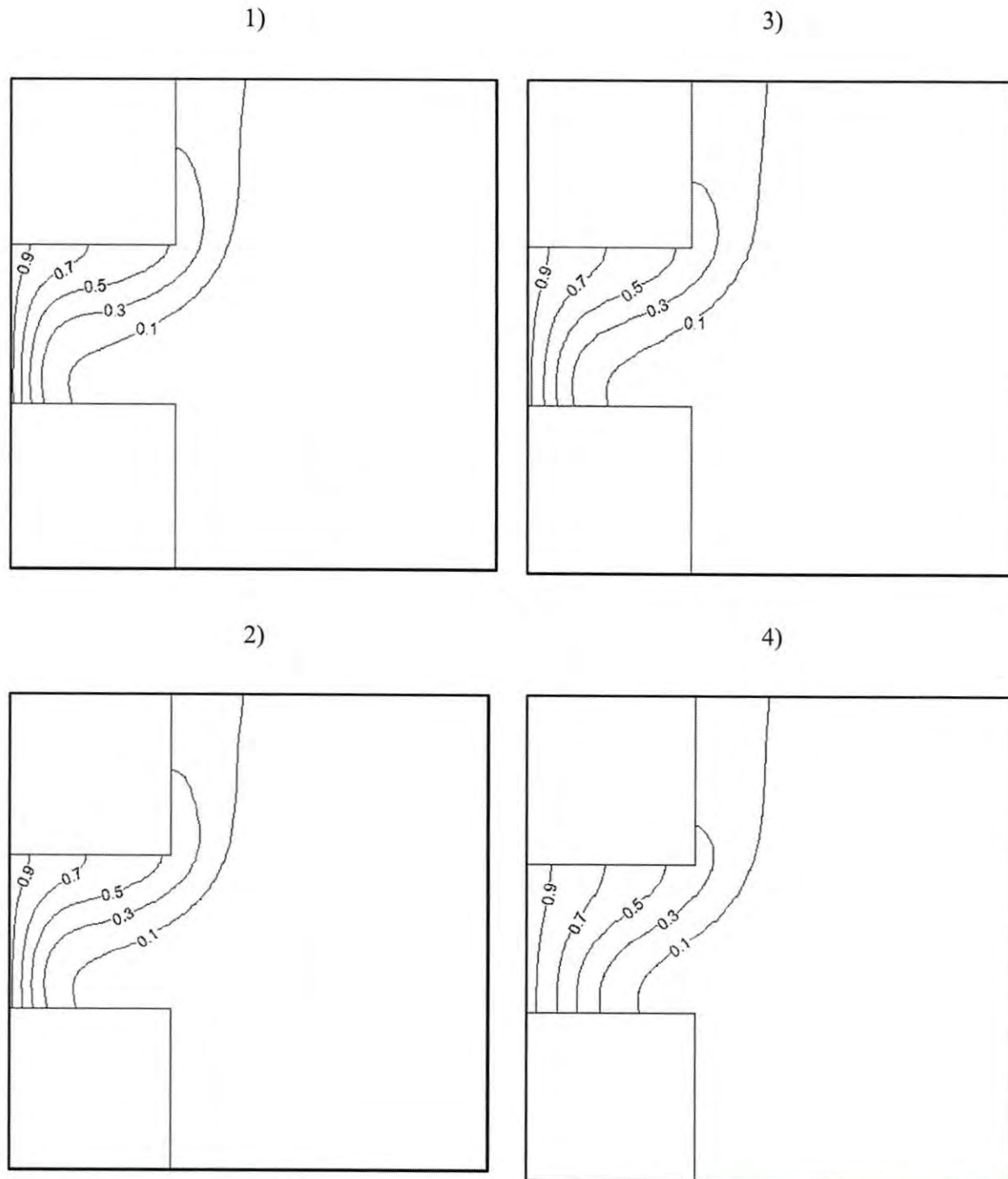
Los resultados para la cavidad con un ángulo de inclinación de  $30^\circ$  (26-28) muestran que el grosor de la capa límite aumenta con el gradiente de temperatura adimensional y disminuye con el número de Rayleigh. Puede apreciarse que para los valores de Rayleigh menores a  $10^6$  la capa límite térmica se ensancha cerca de la parte inferior de la cavidad. De forma similar a los resultados mostrados con líneas de corriente, existen algunos casos donde no fue posible alcanzar el estado estable ( $Ra=10^5$  y  $\varphi=0.666$ ,  $Ra=10^6$  y  $\varphi=1.333$ ) en donde se aprecian ondulaciones en la capa límite térmica de la pared caliente.

Finalmente, en las simulaciones con un ángulo de inclinación de  $150^\circ$  (Figuras 29-31) se tienen isotermas inclinadas, con temperatura decreciente desde la pared caliente hacia la apertura de la cavidad; la capa límite térmica es más ancha que para los otros ángulos de inclinación. La forma de las isotermas indica un movimiento oblicuo del fluido caliente cuando se desplaza hacia la abertura.

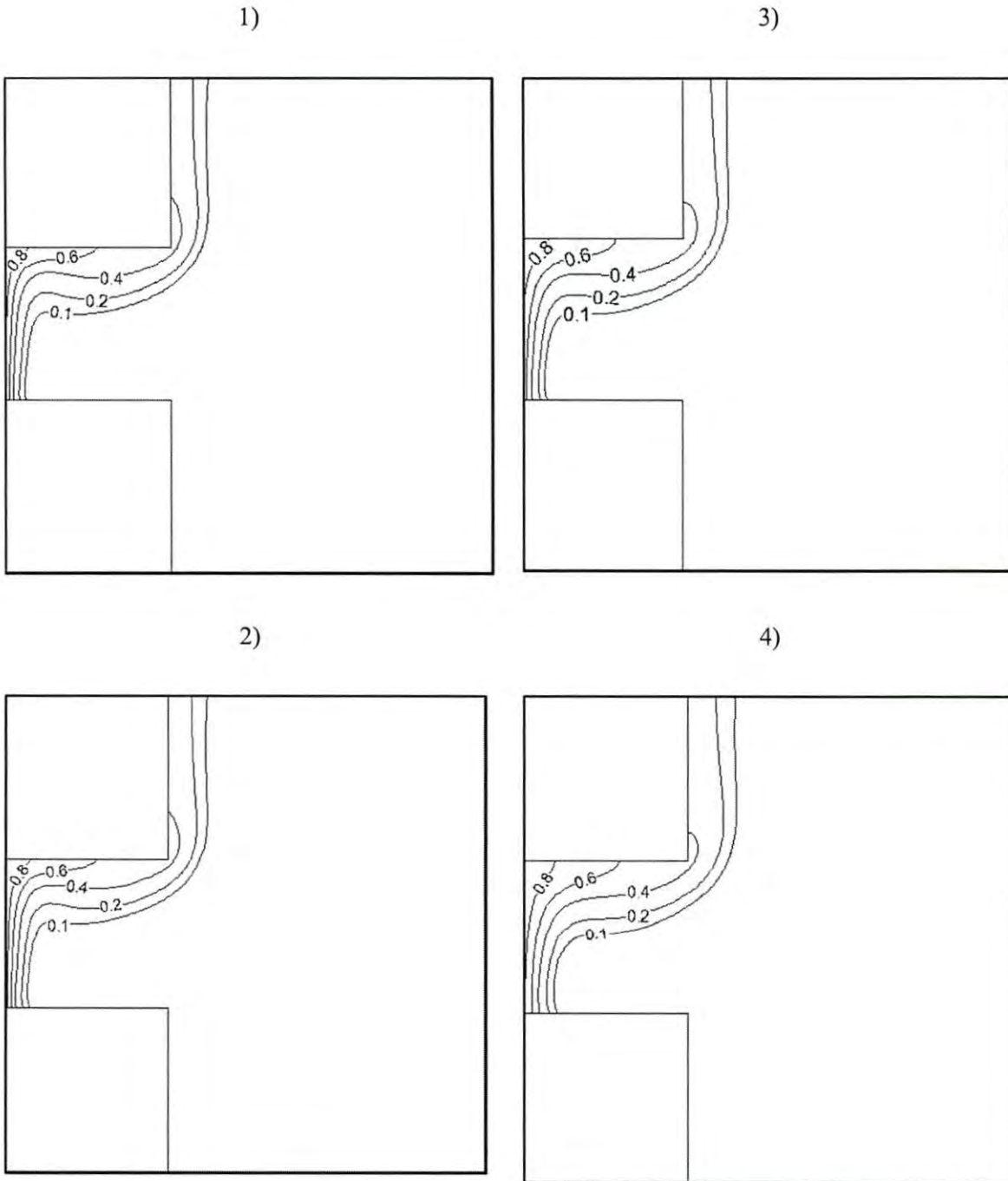
Los valores promedios del número de Nusselt que se muestran en la Tabla 4, indican que la transferencia de calor es mayor cuando la cavidad tiene un ángulo de 90° y menor cuando esta inclinada a 150°. También se aprecia que los valores del número de Nusselt disminuyen con el gradiente de temperatura adimensional.

**Tabla 4** Números de Nusselt convectivo promedio en la pared caliente a diferentes gradientes de temperatura adimensionales y ángulos de inclinación.

$\varphi$	$Ra=10^4$			$Ra=10^5$			$Ra=10^6$		
	30°	90°	150°	30°	90°	150°	30°	90°	150°
<b>0.166</b>	3.25	3.12	0.97	5.85	7.30	1.58	12.40	14.52	2.24
<b>0.333</b>	3.16	2.97	0.99	5.23	7.14	1.40	13.11	14.29	2.08
<b>0.666</b>	2.96	2.67	1.05	5.43±1.41	6.83	1.52	11.54	13.63	1.94
<b>1.333</b>	2.40	2.20	1.18	4.63	6.29	1.64	10.62±1.1	12.85	2.15

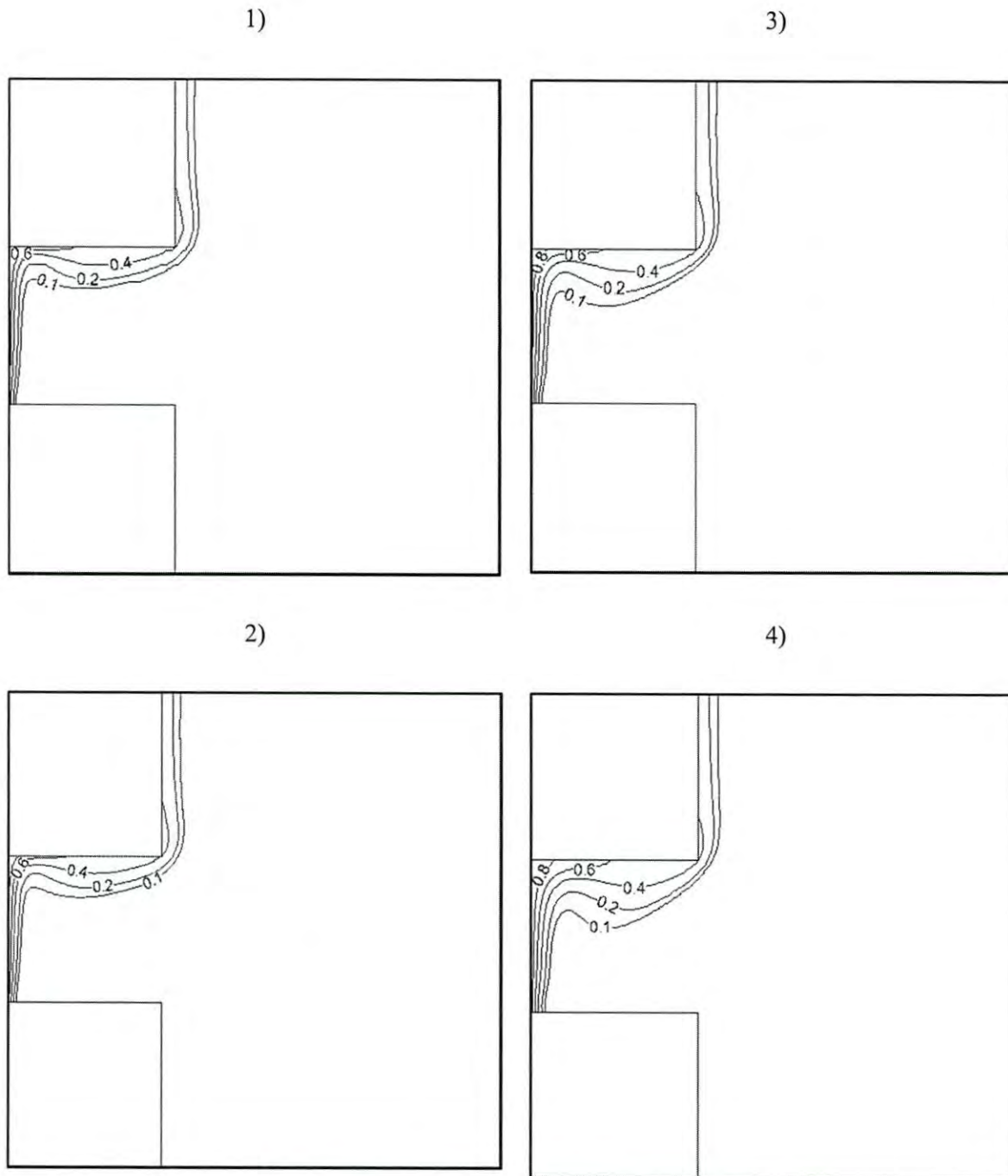


**Figura 22** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

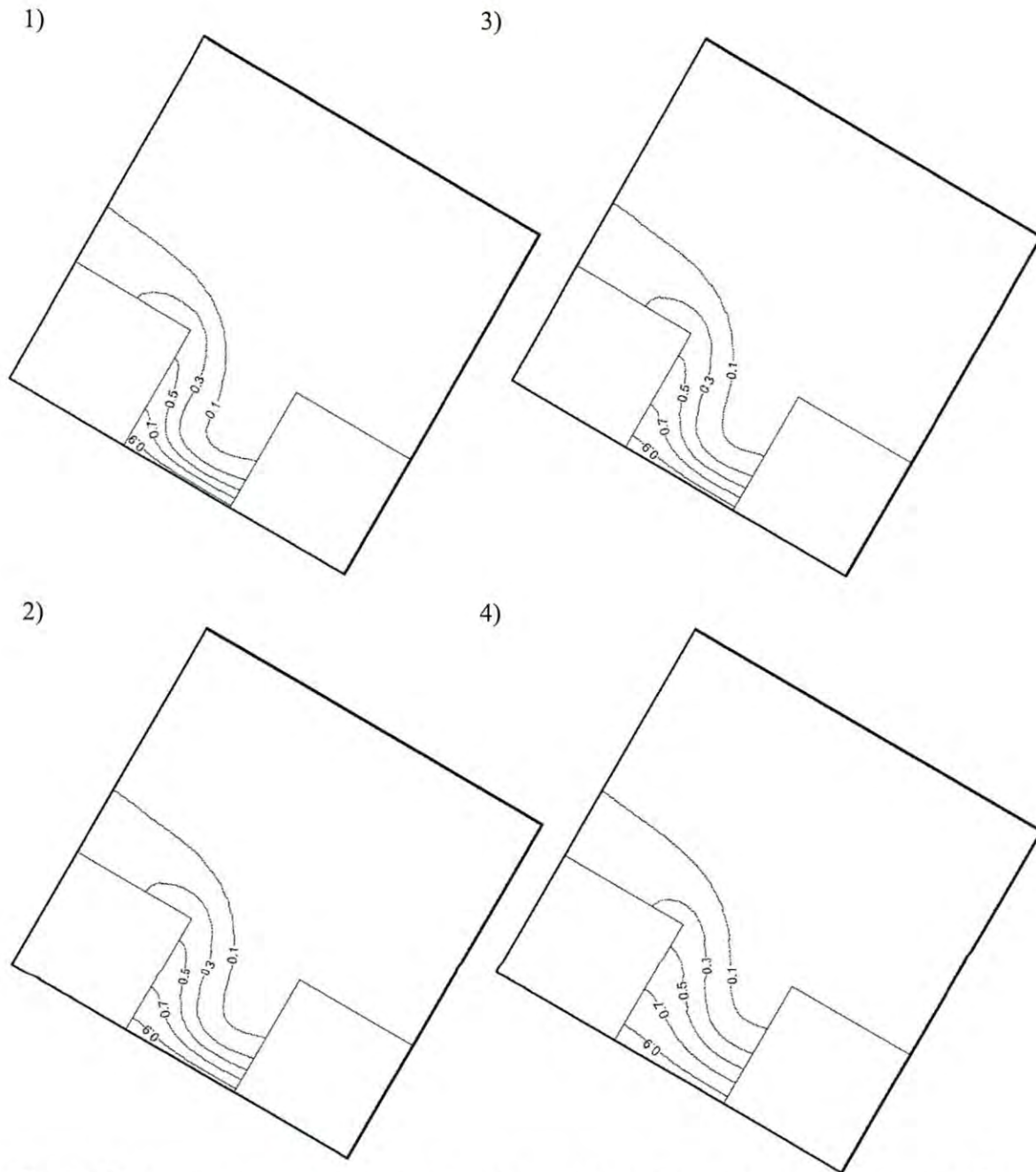


**Figura 23** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

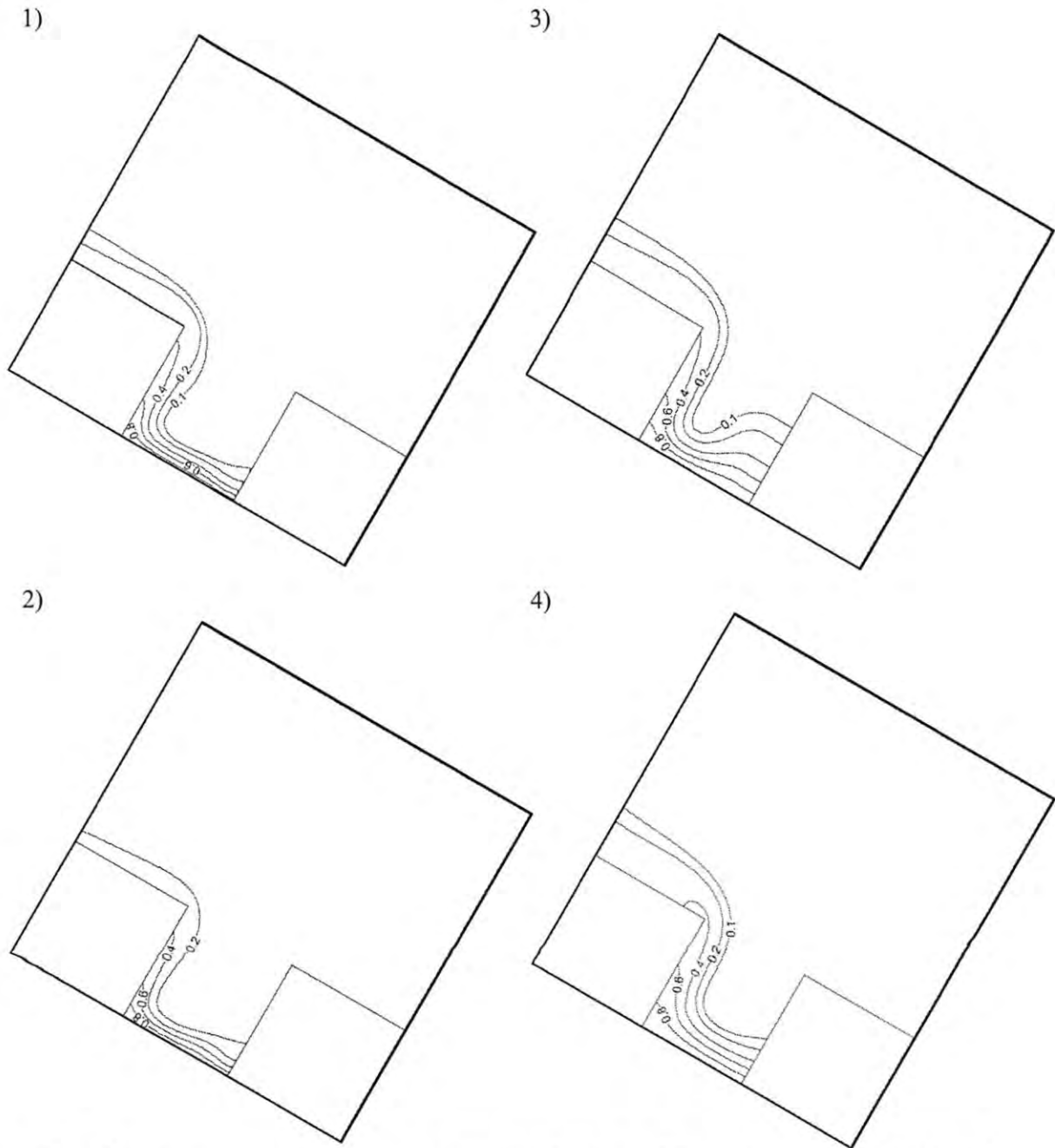




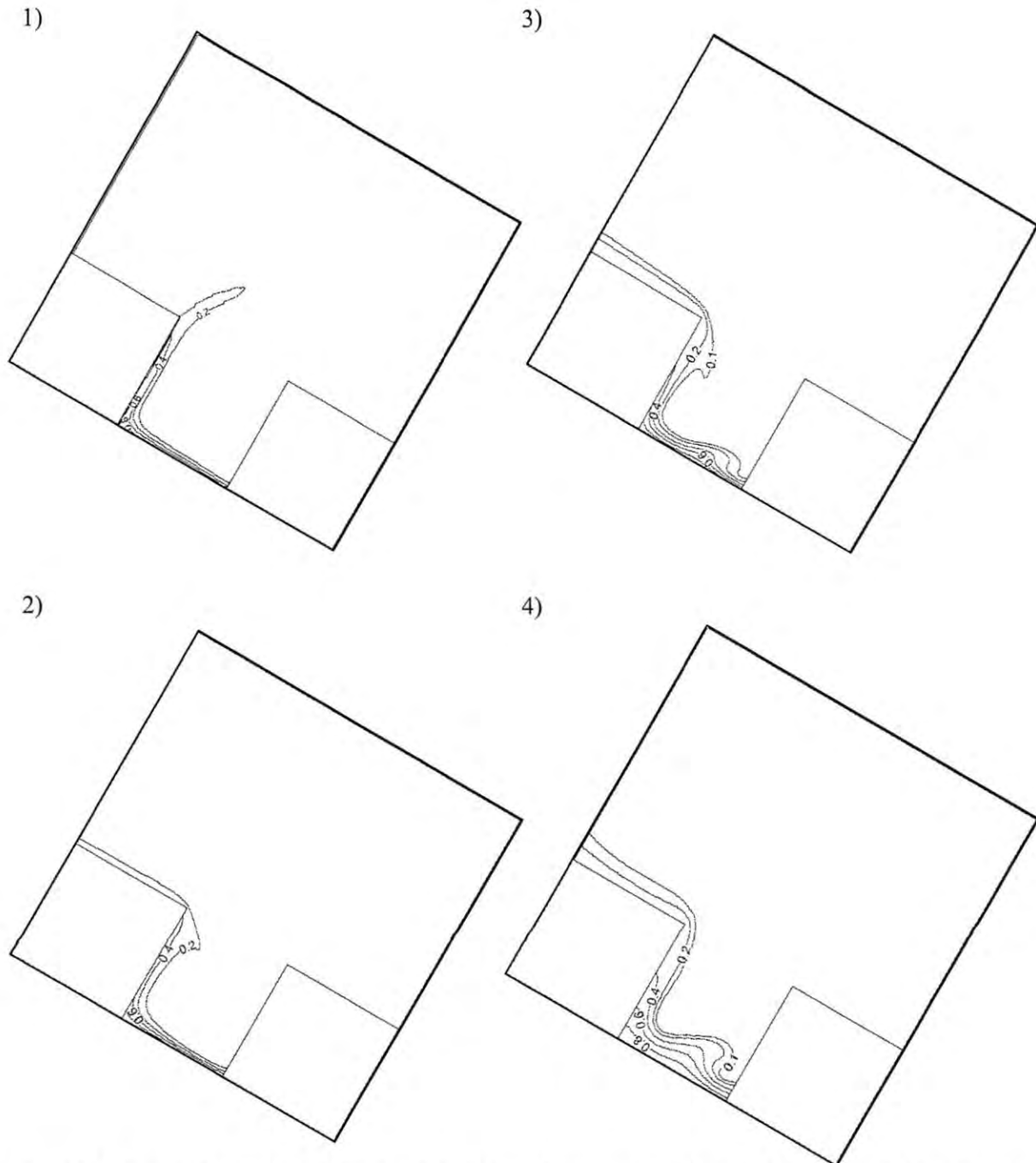
**Figura 24** Isothermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$  con número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



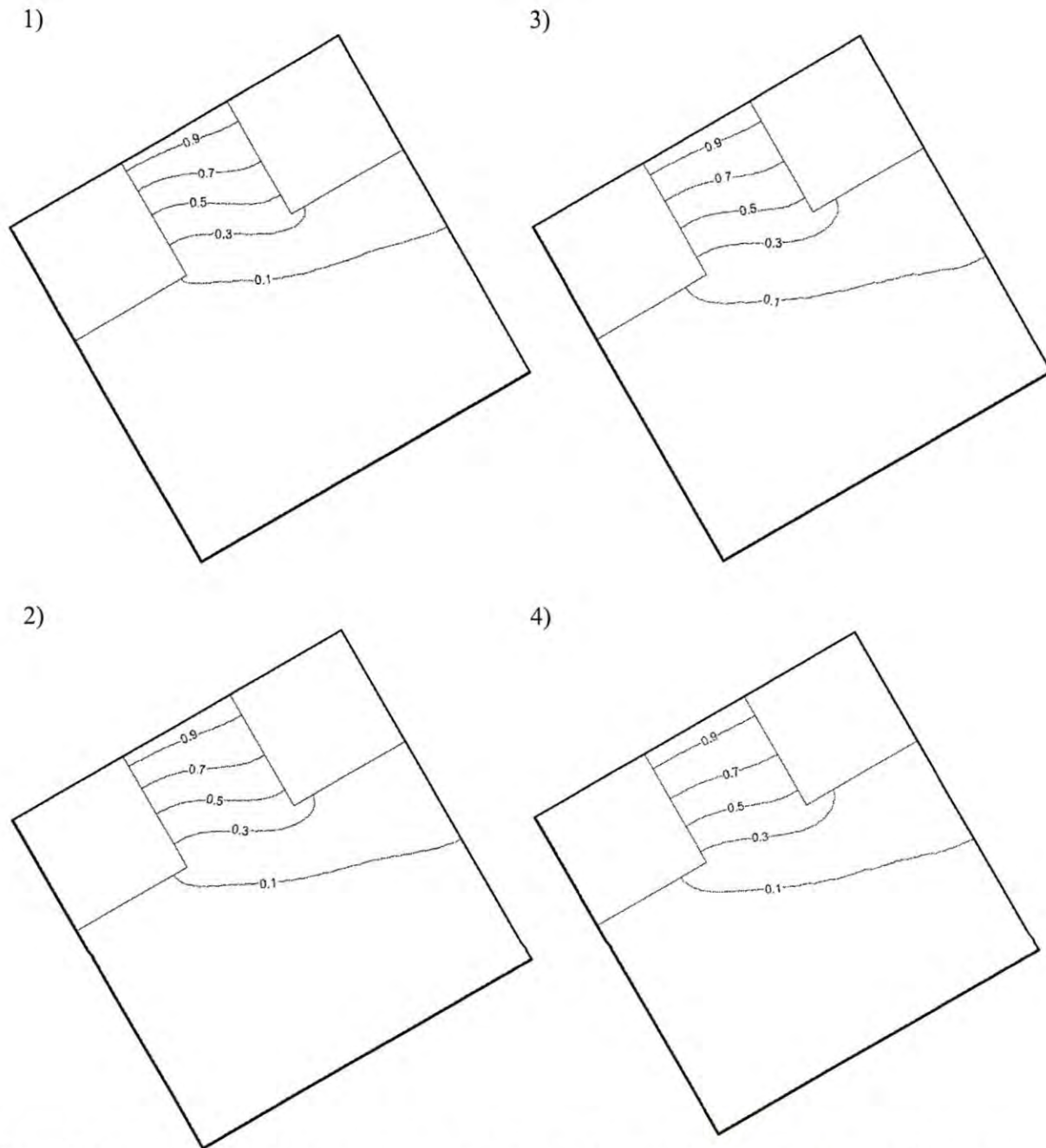
**Figura 25** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$  con número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



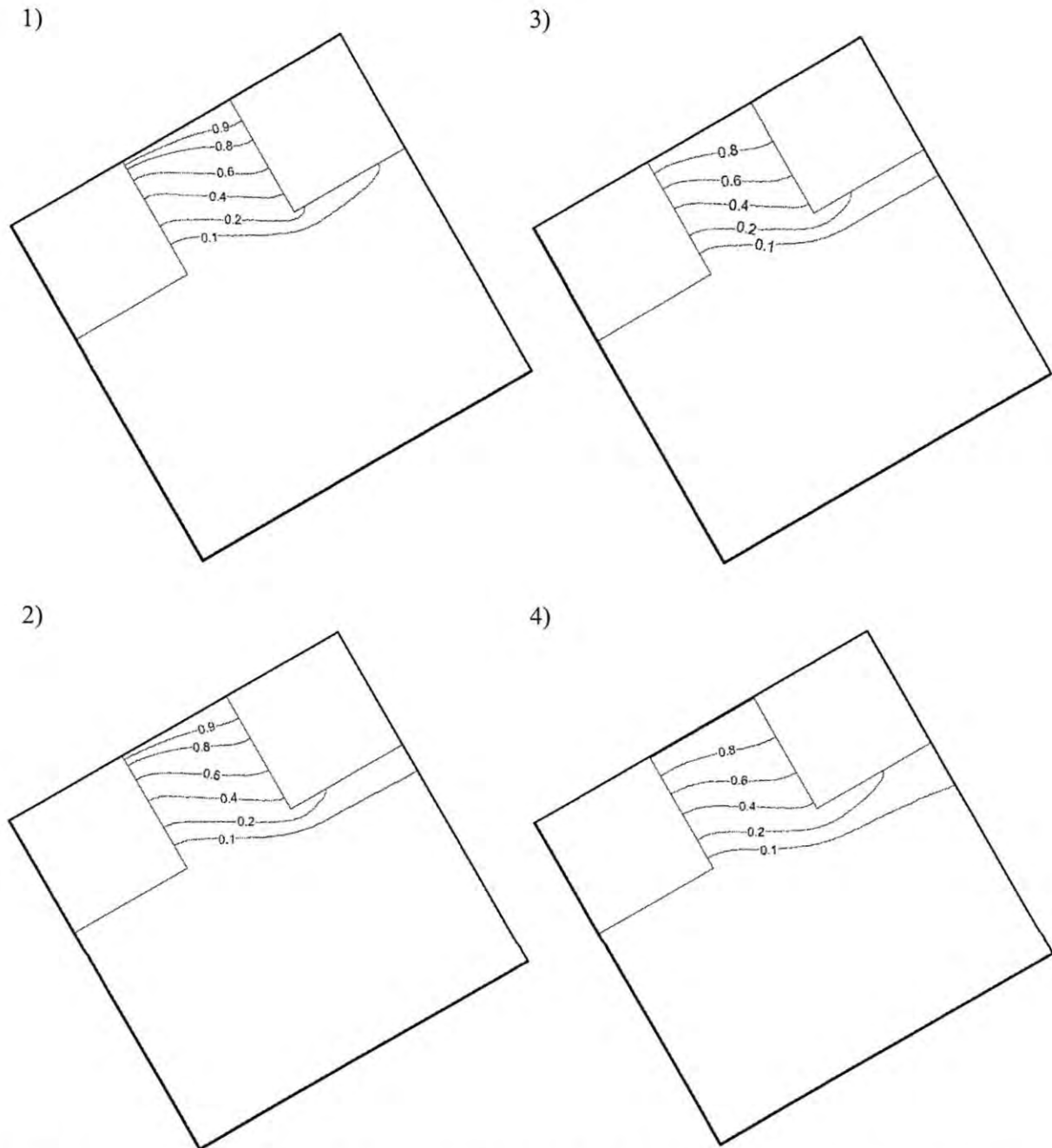
**Figura 26** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$  con número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



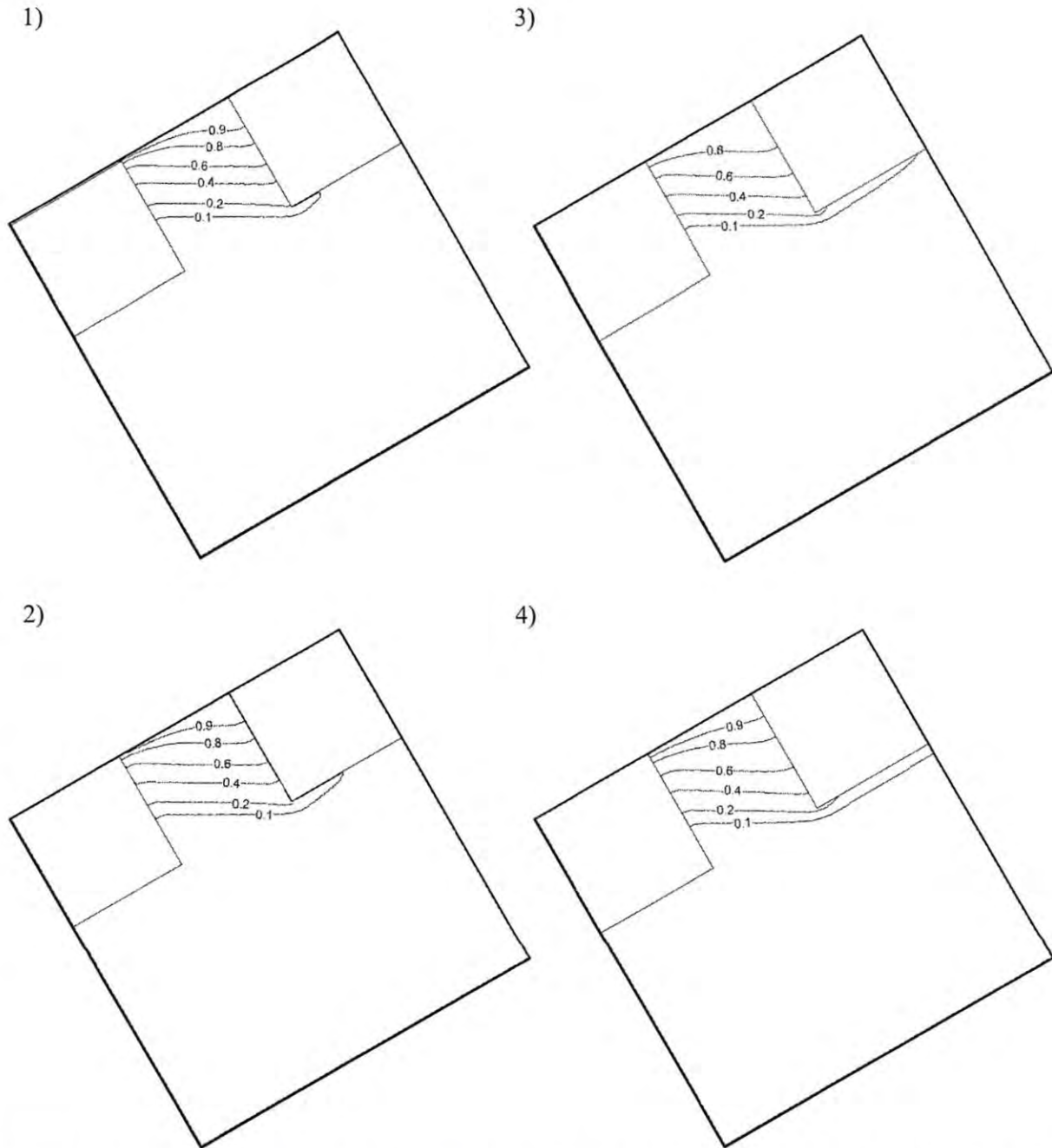
**Figura 27** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$  con número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 28** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 29** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 30** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

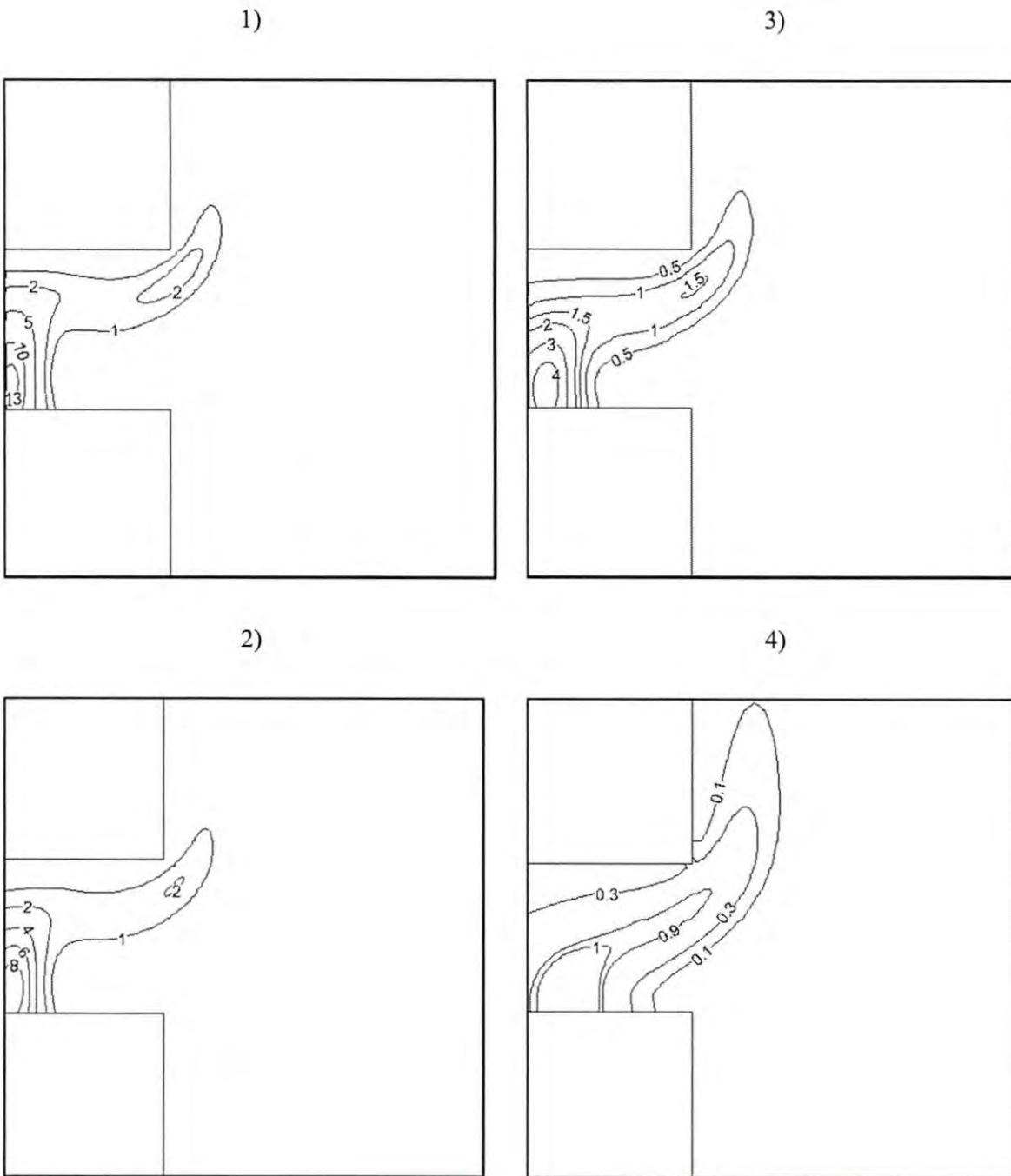
### 4.3.3 Campos de generación de entropía.

Al igual que en el caso de las líneas de corriente y las isotermas, los campos de generación de entropía son presentados en forma de isolíneas. Para ángulos de inclinación de  $90^\circ$  (Figuras 32-34) se observa que la zona con mayor generación de entropía es alrededor de la esquina inferior izquierda, debido a que es donde ocurre la mayor transferencia de calor. Se aprecia además que la generación de entropía va disminuyendo con la altura de la pared caliente y al alejarse de la pared caliente.

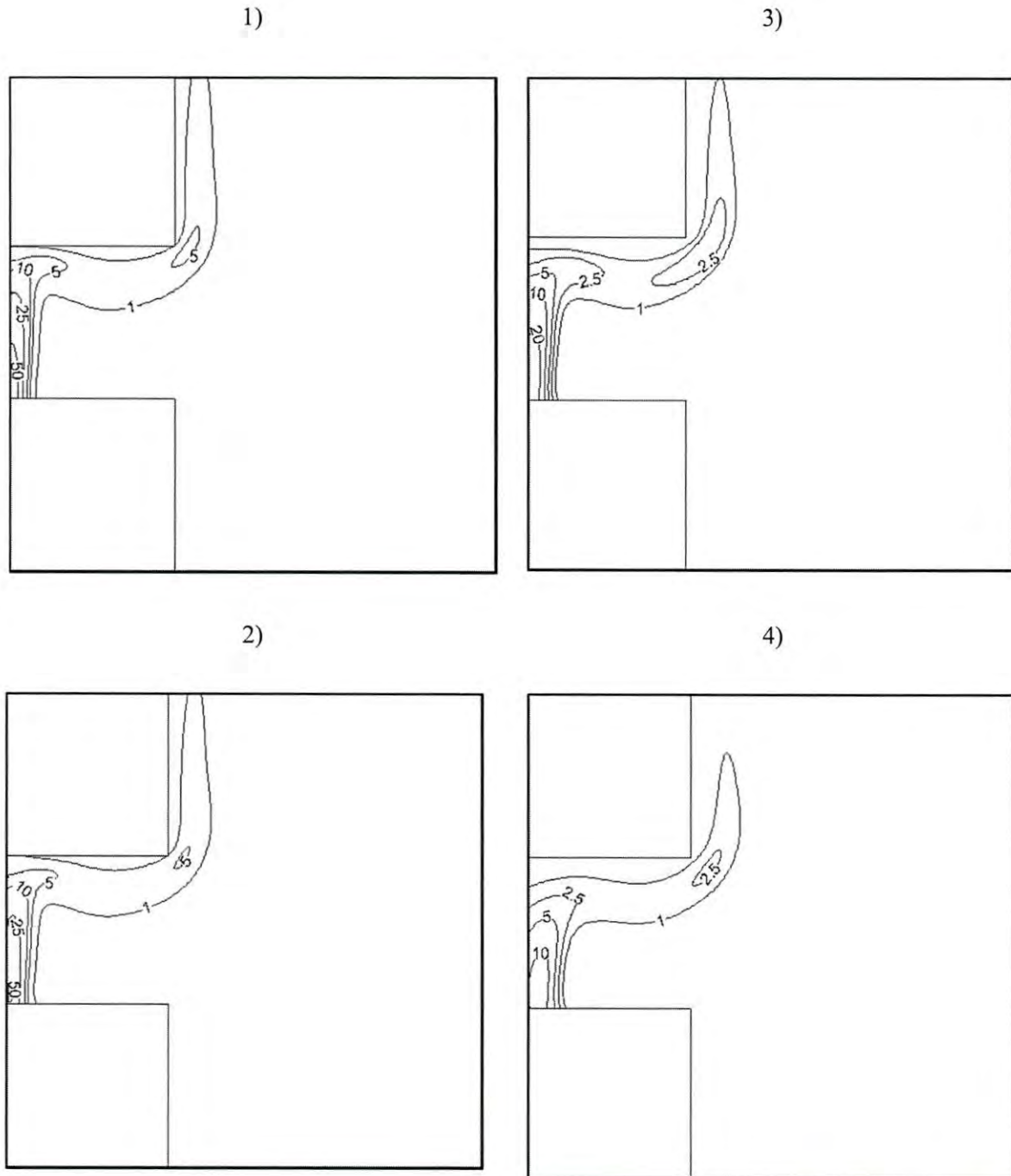
Para las simulaciones con un ángulo de inclinación de  $30^\circ$  (Figuras 35-37) y con valores bajos del número de Rayleigh ( $10^4$  y  $10^5$ ) el comportamiento es similar a aquel presentado a ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , sin embargo para valores más altos ( $10^6$ ) el comportamiento exhibido es oscilatorio. Para todos los casos con ésta configuración, la generación de entropía tiene su valor máximo cerca de la parte inferior de la pared caliente. Se puede concluir entonces que la principal causa de generación de entropía dentro de la cavidad es la transferencia de calor entre la pared caliente y el fluido que entra a la cavidad.

Finalmente, en las cavidades con un ángulo de inclinación de  $150^\circ$  (Figuras 38-40) se aprecia que la generación de entropía dentro de la cavidad es menor. Este comportamiento se puede atribuir a la baja transferencia de calor dentro de la cavidad y a que el volumen de fluido que entra y sale de la cavidad es muy poco debido al confinamiento del fluido caliente cerca de la pared isotérmica.

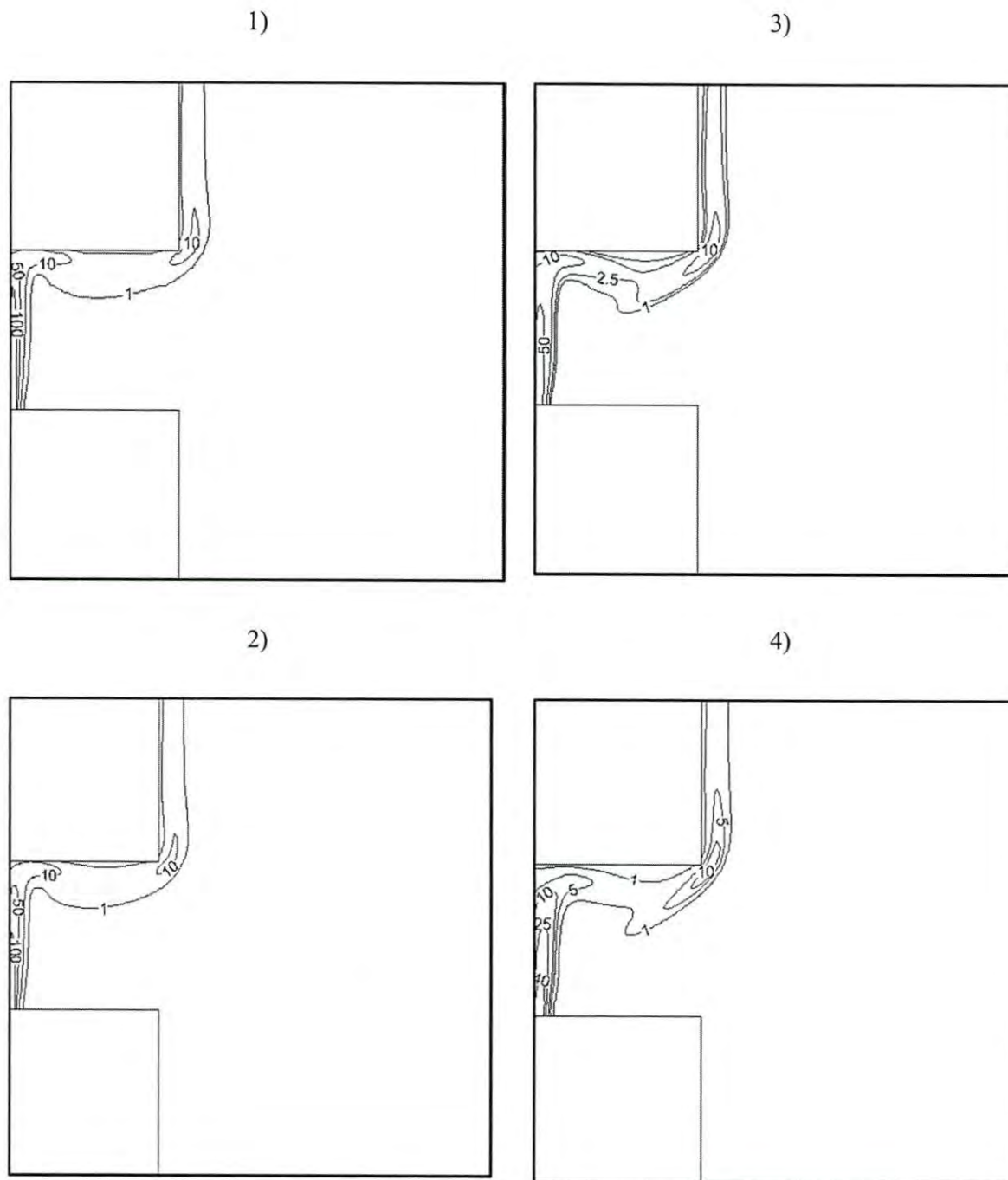




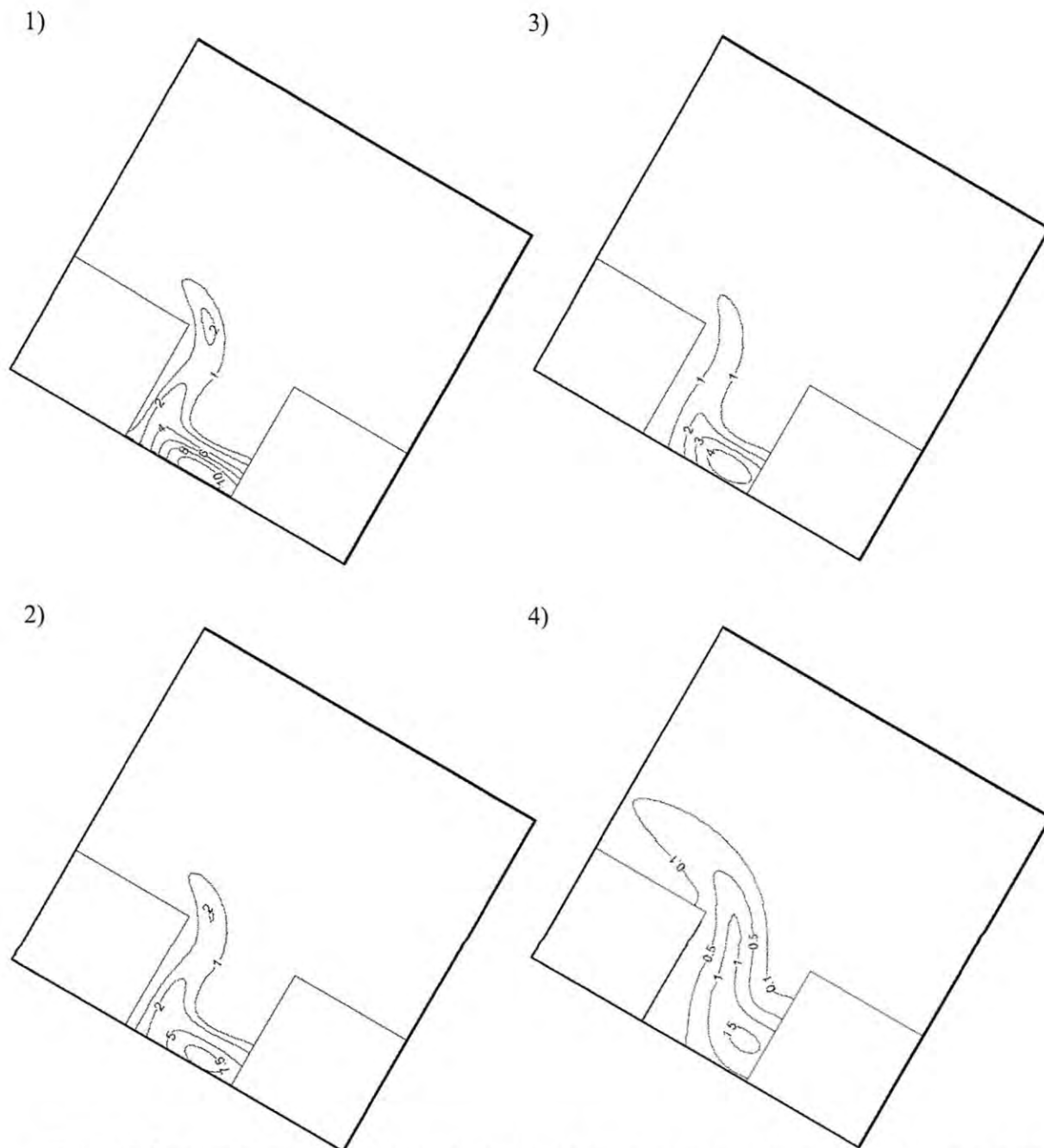
**Figura 31** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



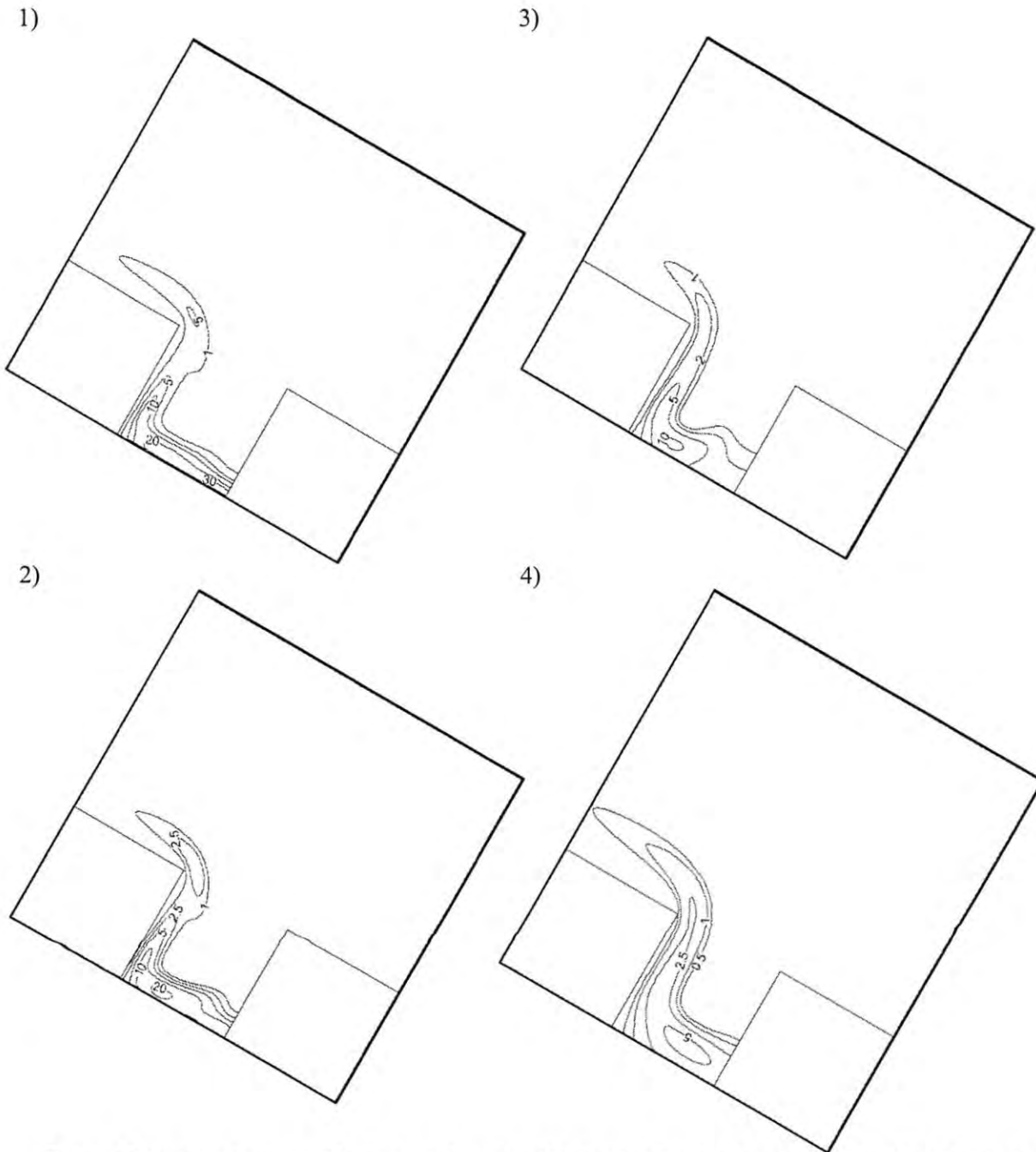
**Figura 32** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



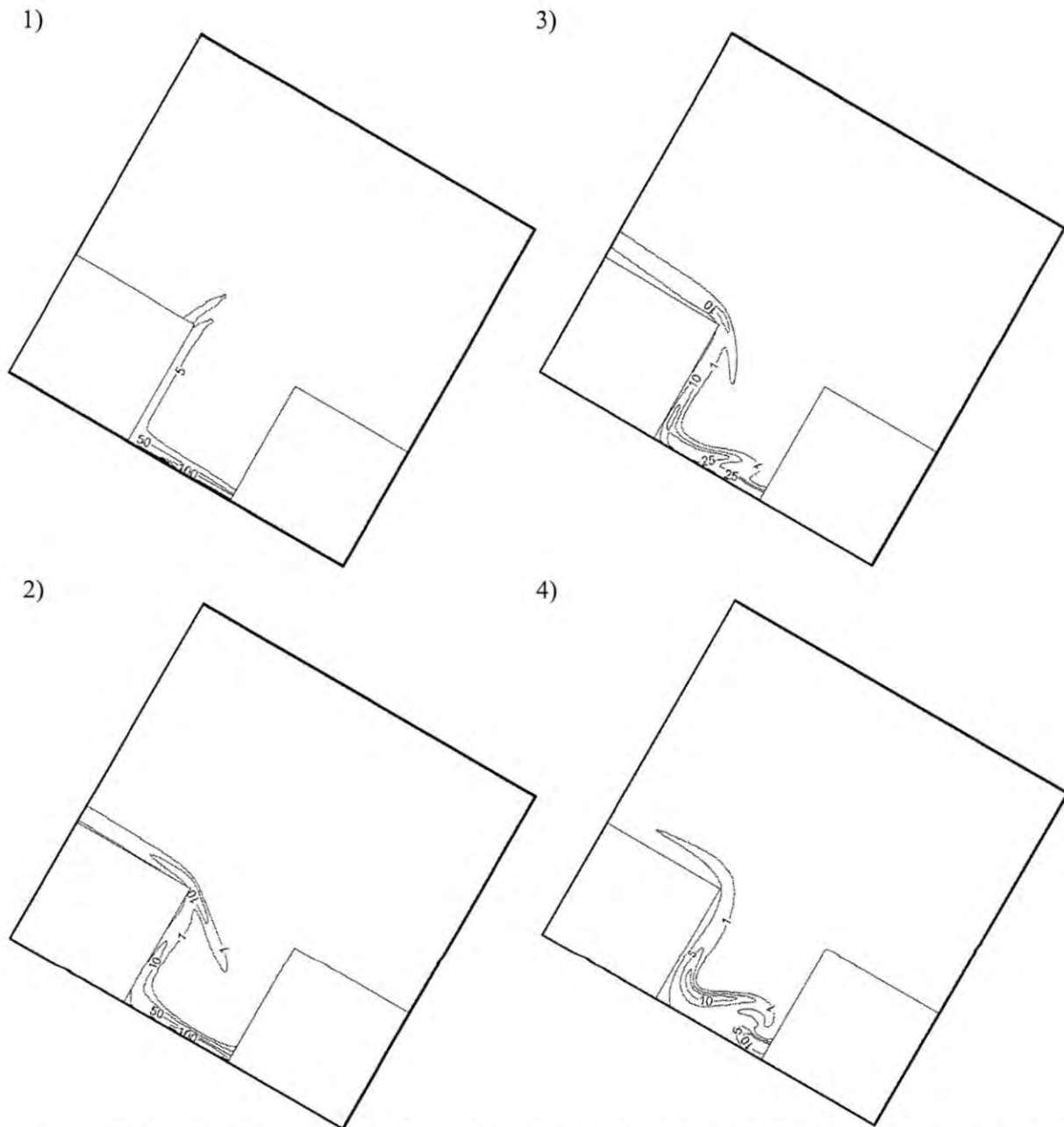
**Figura 33** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



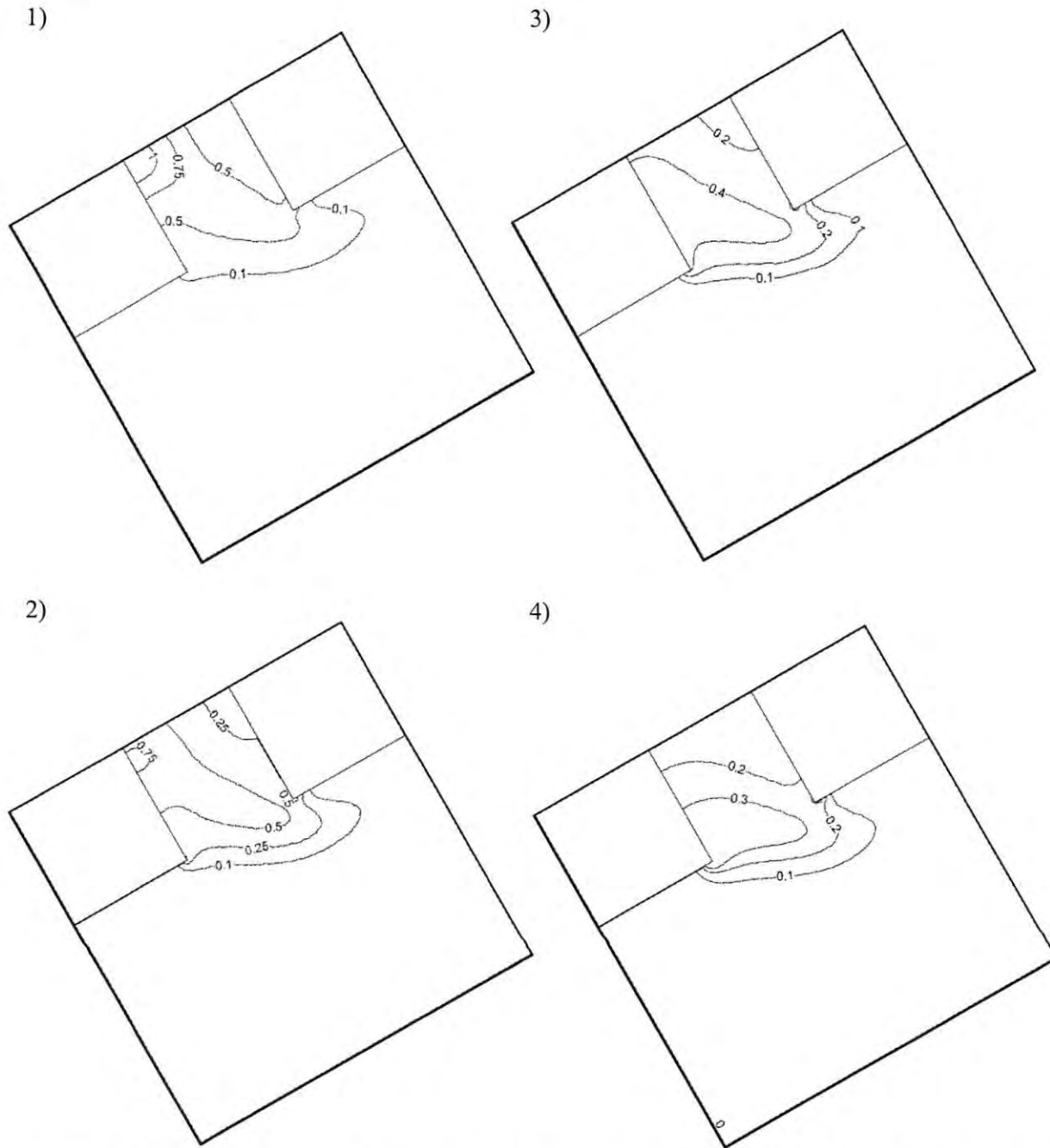
**Figura 34** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura dimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



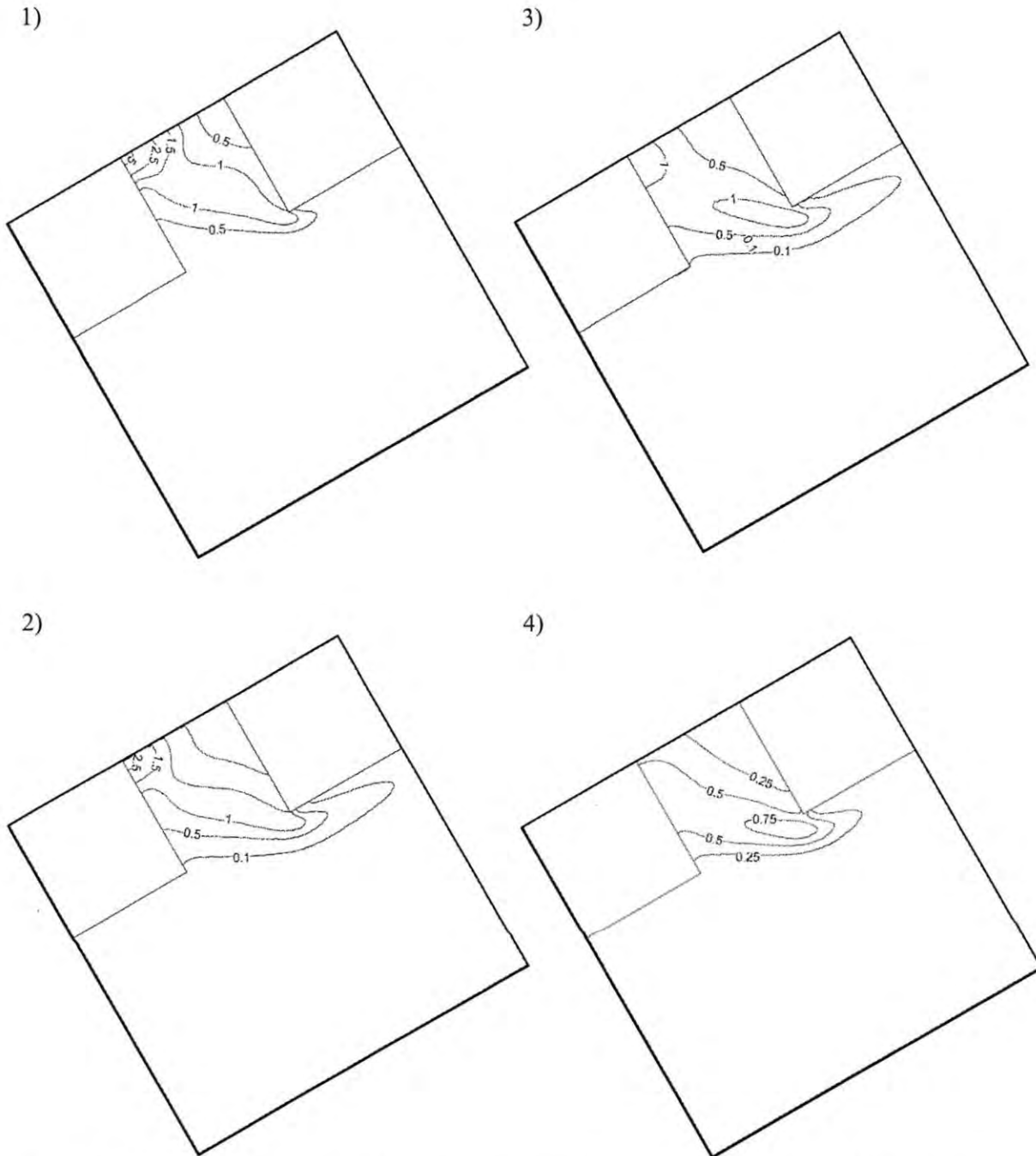
**Figura 35** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 36** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

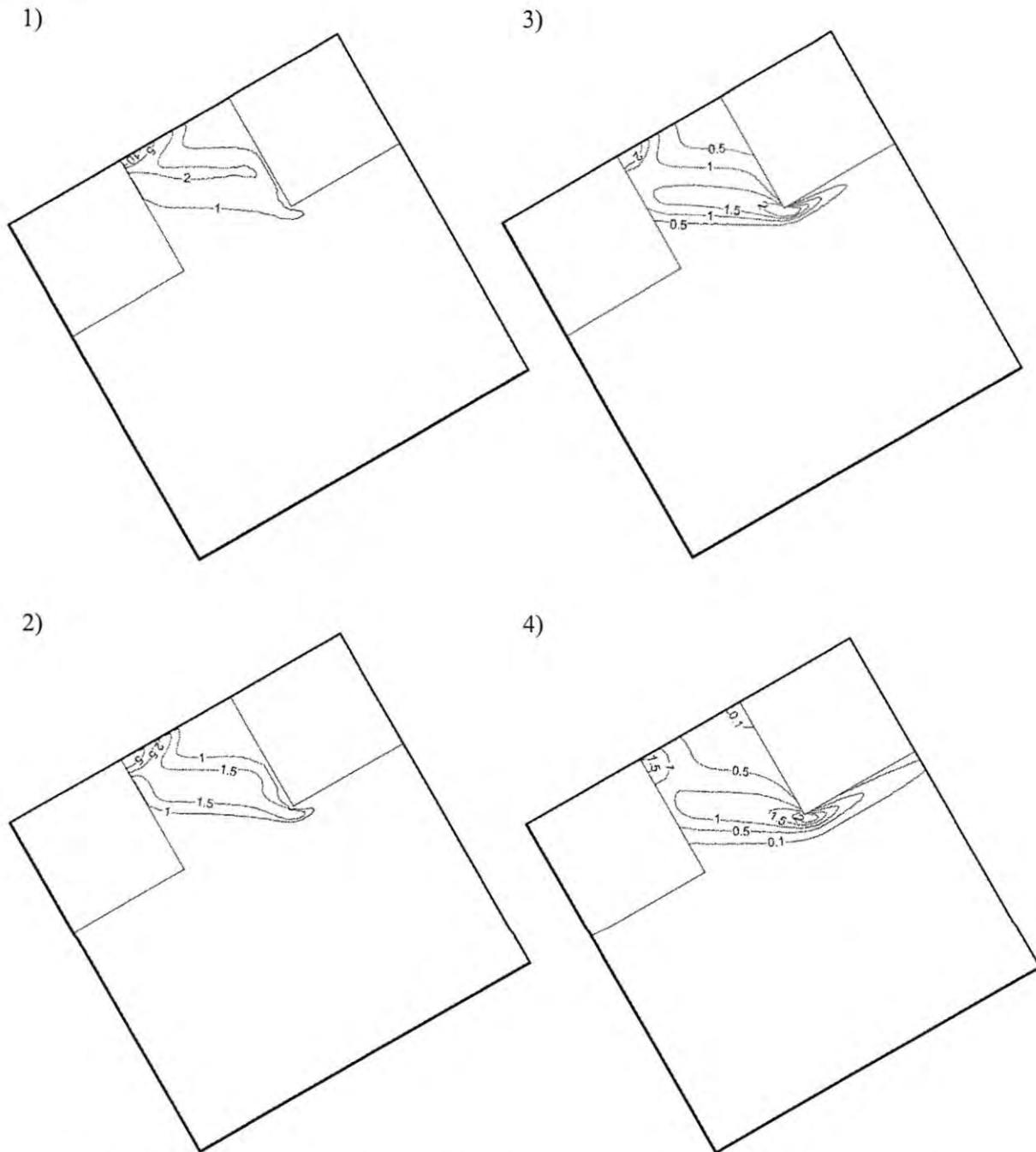


**Figura 37** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 38** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.





**Figura 39** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

En la Tabla 5 se muestra el valor de la generación de entropía característica para cada caso en donde (como se indicó en el capítulo anterior) debido a su formulación, la generación de entropía característica disminuye con el gradiente de temperatura adimensional y aumenta con el número de Rayleigh.

En la Tabla 6 se muestran los valores totales de generación de entropía adimensional, donde se puede apreciar que en general la tendencia es una disminución con el aumento del ángulo de inclinación, teniendo una disminución importante al pasar de 90° a 150°. Se puede concluir que la generación de entropía dentro de la cavidad crece junto con el gradiente de temperatura y el número de Rayleigh y es mínima para aquellos casos donde la circulación de fluido por la cavidad es reducida por la inclinación de la cavidad (ángulo de inclinación de 150°).

**Tabla 5** Generación de entropía característica para diferentes gradientes de temperatura adimensional y números de Rayleigh.

$\phi$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
0.166	0.223	1.035	4.806
0.333	0.0351	0.163	0.757
0.666	$5.53 \times 10^{-3}$	0.0257	0.119
1.333	$8.71 \times 10^{-4}$	$4.04 \times 10^{-3}$	0.019

**Tabla 6** Generación de entropía adimensional total dentro de las cavidades sin radiación.

$\phi$	$Ra=10^4$			$Ra=10^5$			$Ra=10^6$		
	$30^\circ$	$90^\circ$	$150^\circ$	$30^\circ$	$90^\circ$	$150^\circ$	$30^\circ$	$90^\circ$	$150^\circ$
<b>0.166</b>	$3.7 \times 10^{-4}$	$3.5 \times 10^{-4}$	$1.2 \times 10^{-4}$	$3.0 \times 10^{-3}$	$3.5 \times 10^{-3}$	$7.9 \times 10^{-4}$	$2.8 \times 10^{-2}$	$2.8 \times 10^{-2}$	$4.6 \times 10^{-3}$
<b>0.333</b>	$2.0 \times 10^{-4}$	$1.8 \times 10^{-4}$	$7.0 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-3}$	$1.9 \times 10^{-3}$	$4.3 \times 10^{-4}$	$1.5 \times 10^{-2}$	$1.6 \times 10^{-2}$	$2.6 \times 10^{-3}$
<b>0.666</b>	$9.3 \times 10^{-5}$	$8.4 \times 10^{-5}$	$3.8 \times 10^{-5}$	$6.5 \times 10^{-4}$	$9.4 \times 10^{-4}$	$2.3 \times 10^{-4}$	$7.3 \times 10^{-3}$	$8.0 \times 10^{-3}$	$1.4 \times 10^{-3}$
<b>1.333</b>	$3.3 \times 10^{-5}$	$3.1 \times 10^{-5}$	$1.8 \times 10^{-5}$	$3.4 \times 10^{-4}$	$3.8 \times 10^{-4}$	$1.0 \times 10^{-4}$	$9.7 \times 10^{-5}$	$3.4 \times 10^{-3}$	$6.7 \times 10^{-4}$

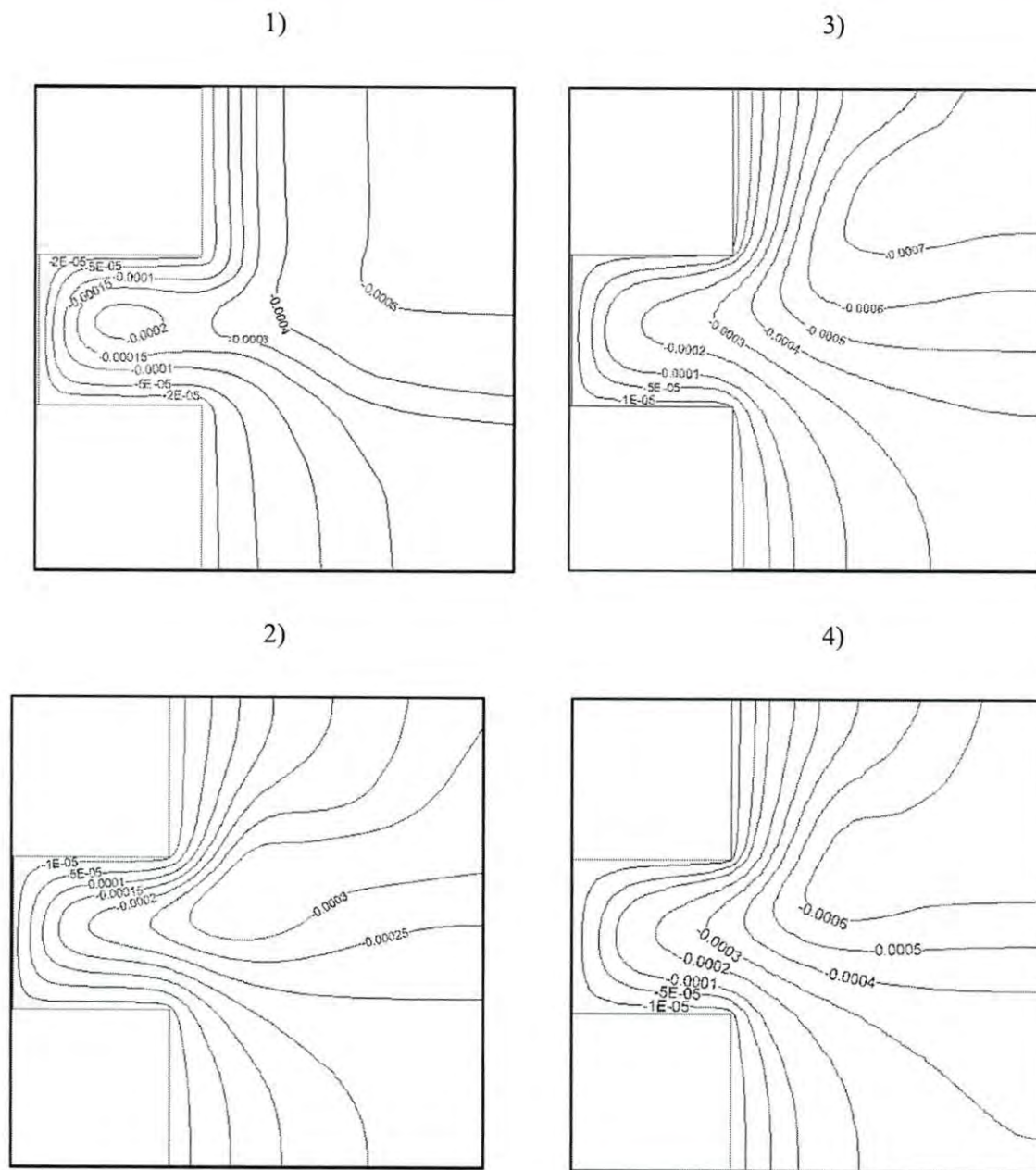
## 4.4 Convección natural e intercambio radiativo en cavidad abierta inclinada.

### 4.4.1 Patrones de flujo.

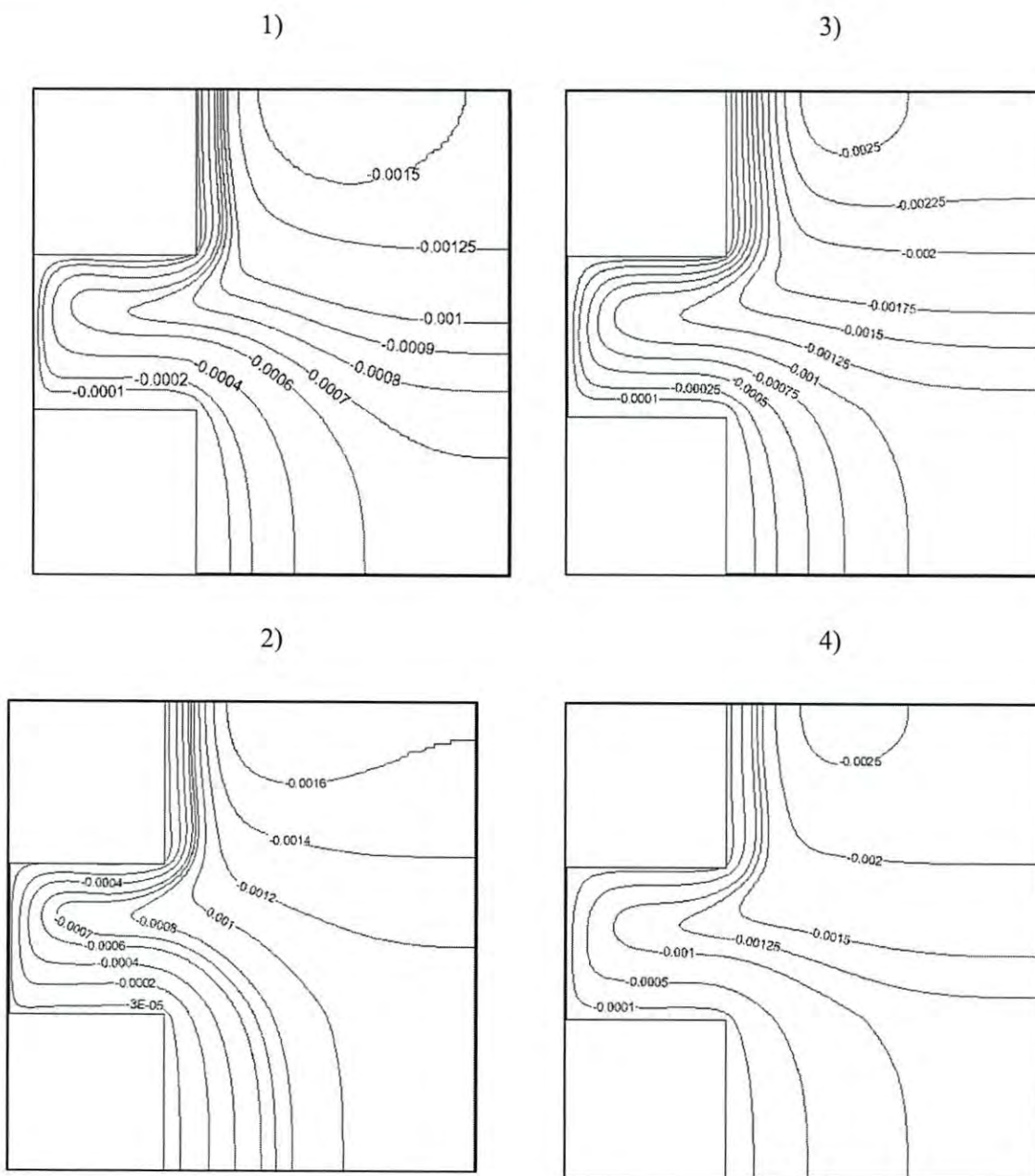
Cuando el ángulo de inclinación de la cavidad es de  $90^\circ$  (Figuras 41-43), el movimiento del fluido dentro de la cavidad con una emisividad de las paredes de 1, es similar a aquel en el cual las paredes de la cavidad no realizan un intercambio radiativo: el fluido entra por la parte inferior de la cavidad, entra en contacto con la pared caliente y asciende hasta chocar con la pared superior para posteriormente dirigirse hacia la abertura. Se observa además que el espesor de la capa límite hidrodinámica disminuye al aumentar el número de Rayleigh. Para  $Ra=10^4$  y un gradiente de temperatura adimensional de 0.166 puede observarse una zona de recirculación en el centro de la cavidad que desaparece al incrementar la diferencia de la temperatura. Para los valores de  $Ra=10^6$  en algunos casos se observan inestabilidades cerca de la pared caliente, provocadas por el calentamiento que provoca la pared adiabática inferior sobre el fluido frío que entra por la sección inferior de la abertura.

Al inclinar la cavidad hacia arriba ( $30^\circ$ ), para  $Ra=10^4$  y  $\varphi=0.166$ , se aprecia una amplia zona de recirculación en el centro de la cavidad, mientras que para el resto de diferencias de temperaturas adimensionales esta zona no está presente. Al aumentar el número de Rayleigh ( $10^5$  y  $10^6$ ) se observa la formación de zonas de recirculación de fluido adyacentes a la pared adiabática inferior de la cavidad. La pared adiabática inferior al calentarse por el intercambio radiativo, una parte del fluido frío al recibir energía en su recorrida hacia la pared caliente, es impulsado verticalmente y choca con el resto de la corriente entrante, forzándolo a girar y a quedar confinado alrededor de la pared inferior de la cavidad.

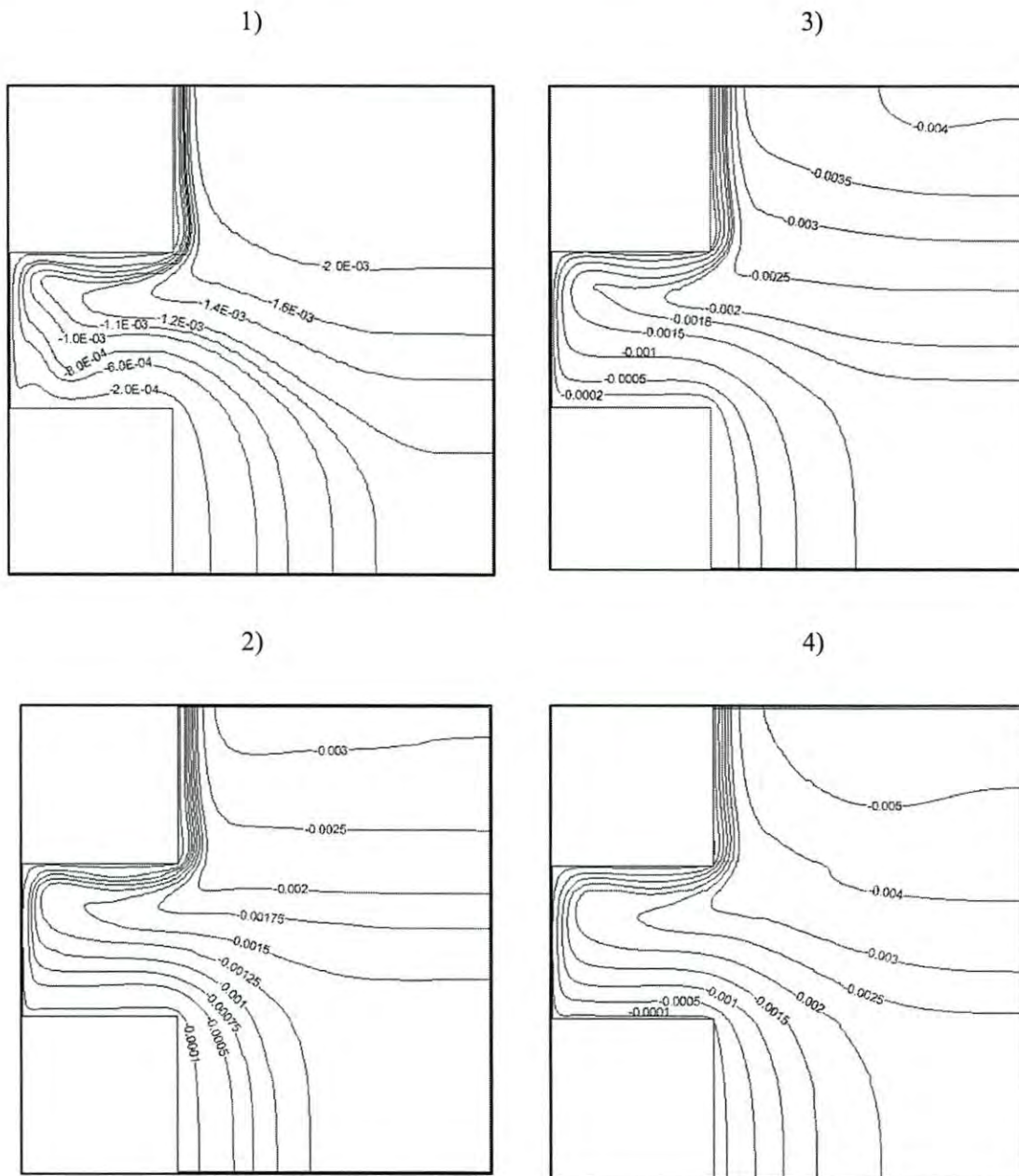
Finalmente cuando la cavidad tiene un ángulo de inclinación de  $150^\circ$ , en la mayoría de los casos estudiados el fluido caliente sale en forma oblicua de la cavidad. Sin embargo algunas combinaciones de parámetros permiten la formación de zonas de recirculación: en la esquina superior ( $Ra=10^5$  y  $\varphi=1.333$ ,  $Ra=10^6$  y  $\varphi=1.333$ ), en el centro de la cavidad ( $Ra=10^6$  y  $\varphi=0.666$ ) o al alrededor de la pared adiabática inferior ( $Ra=10^6$  y  $\varphi=0.1666$ ).



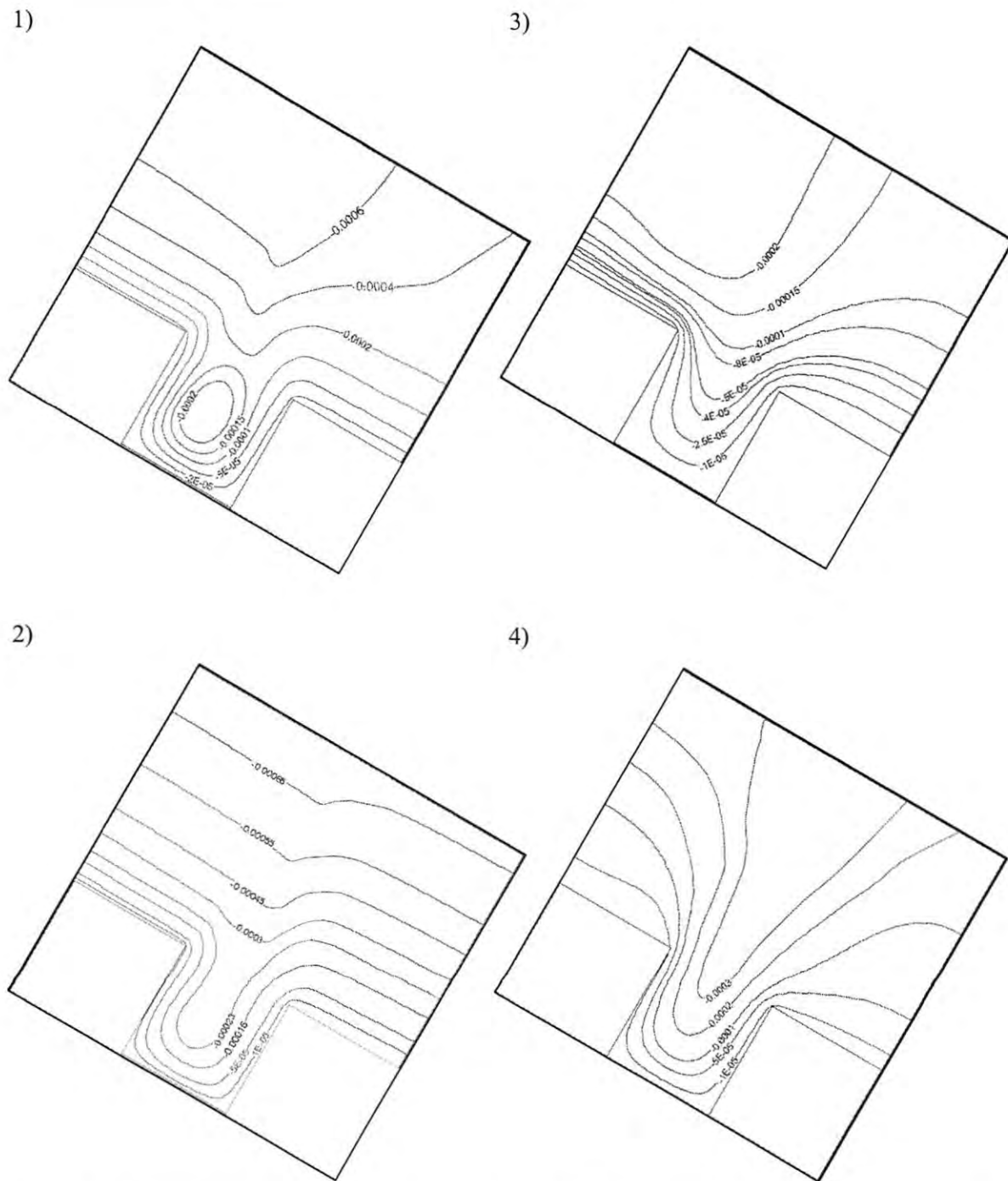
**Figura 40** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 41** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

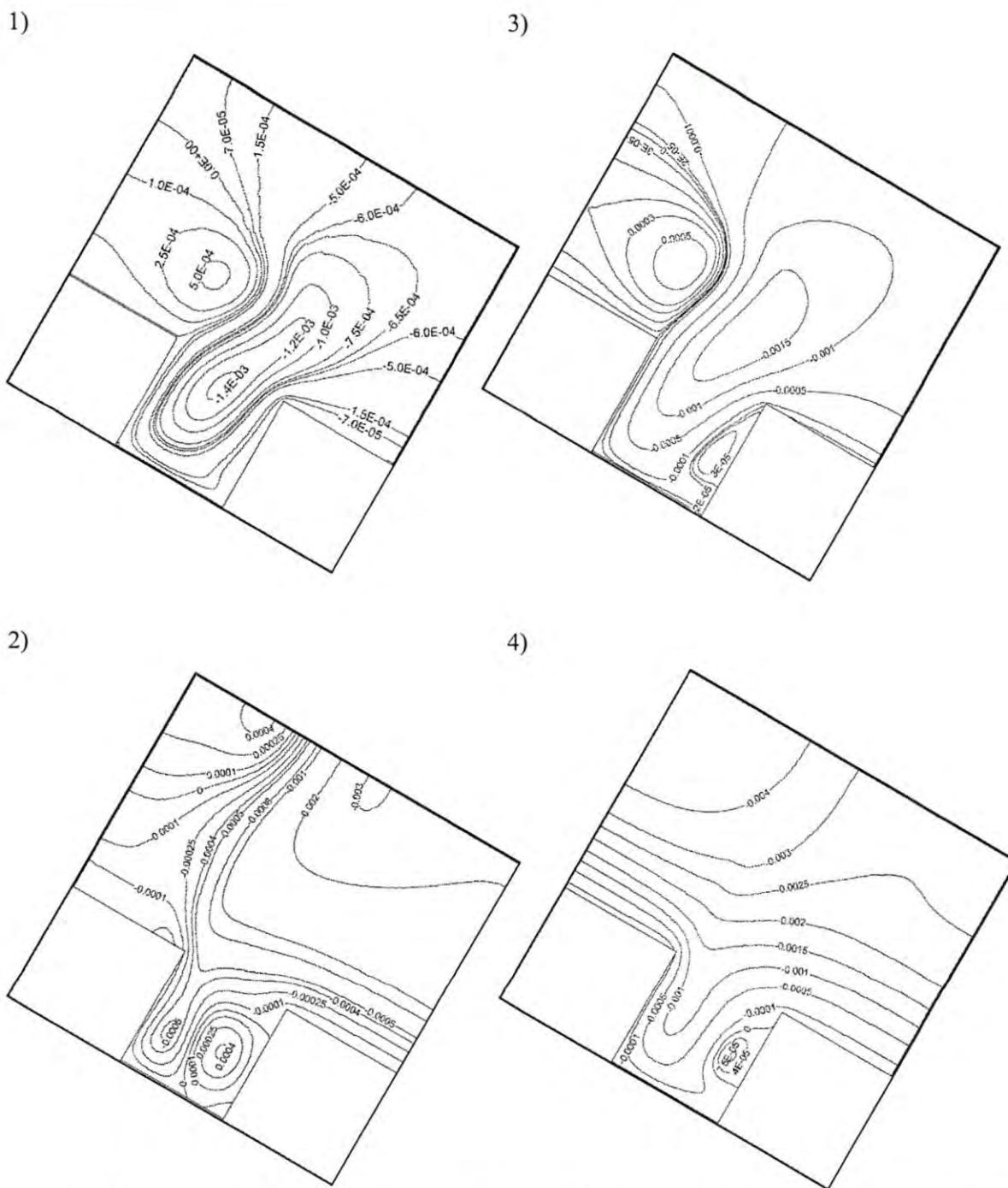


**Figura 42** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

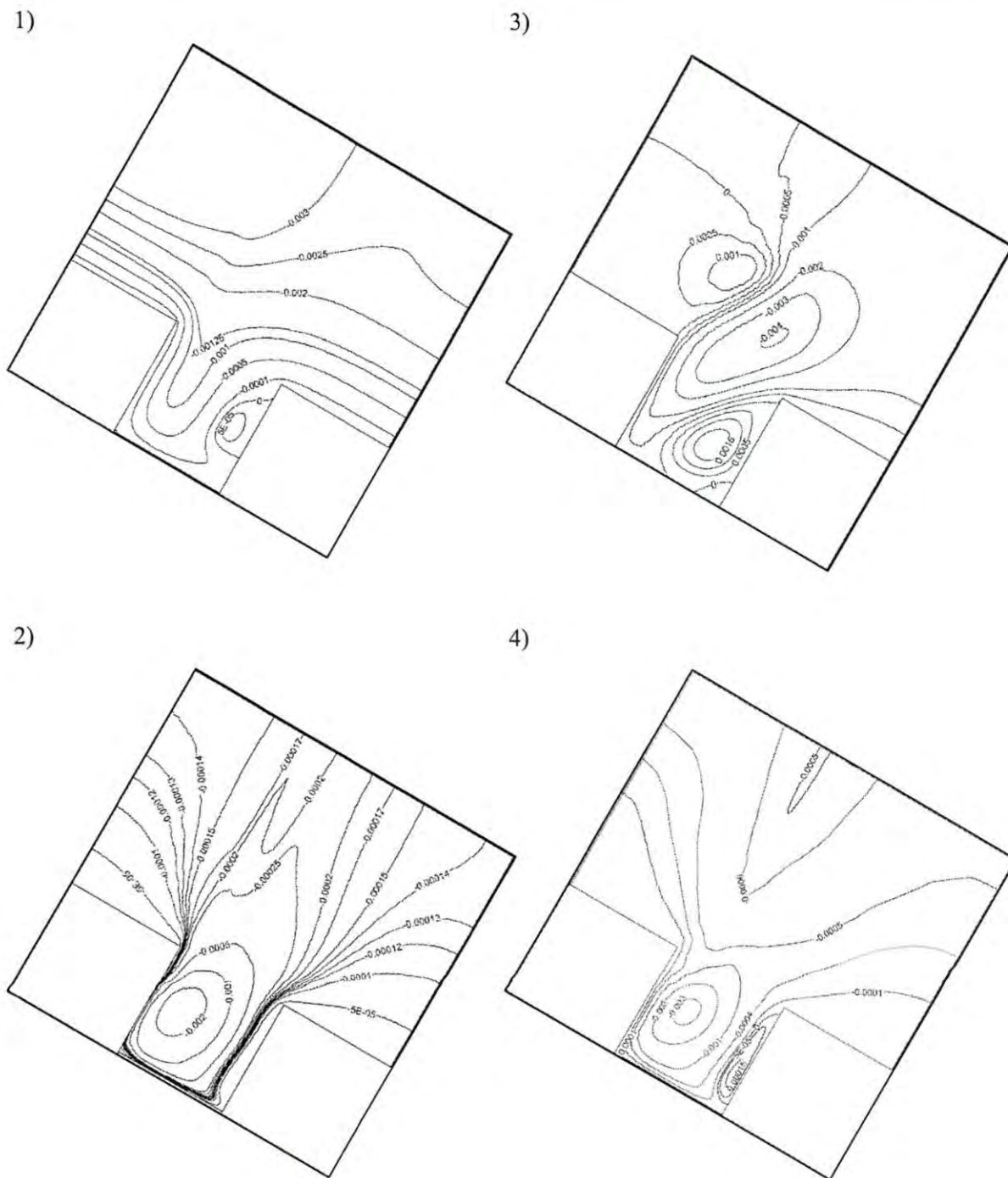


**Figura 43** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



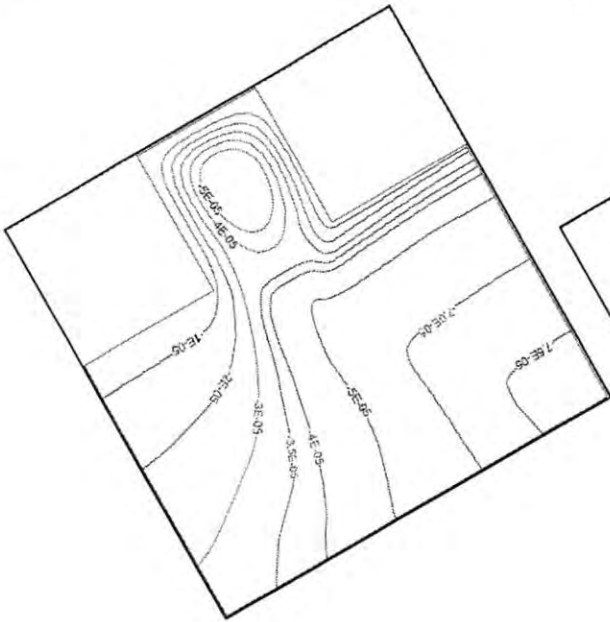


**Figura 44** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

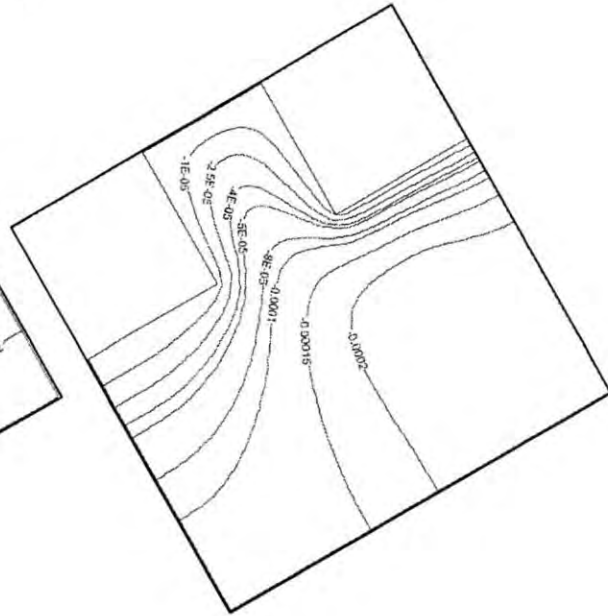


**Figura 45** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

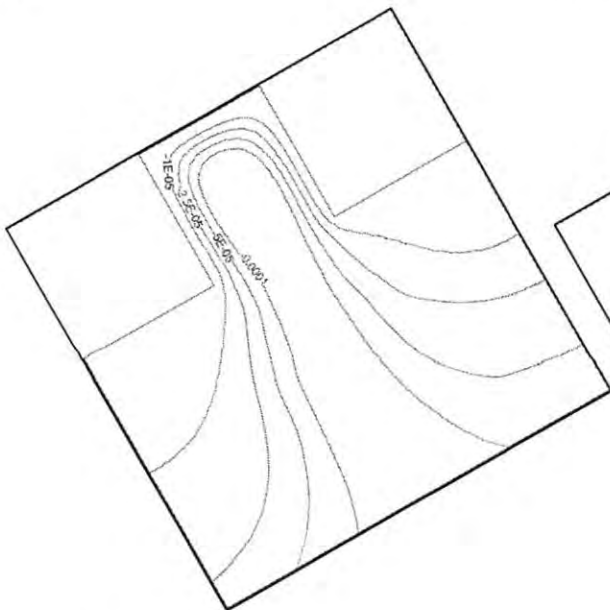
1)



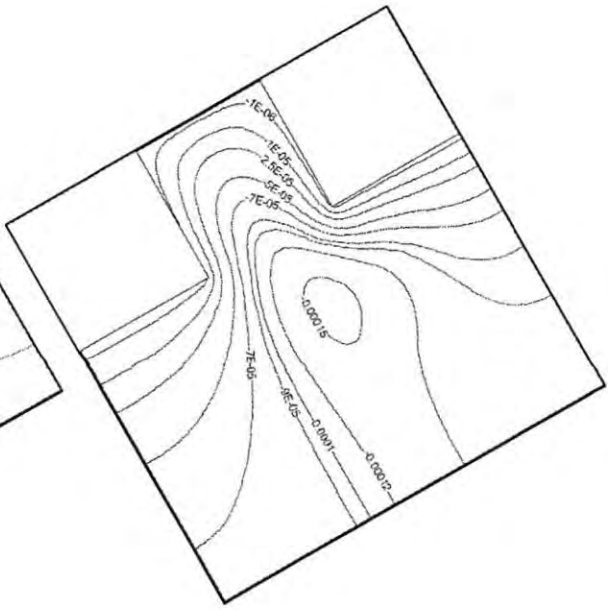
3)



2)

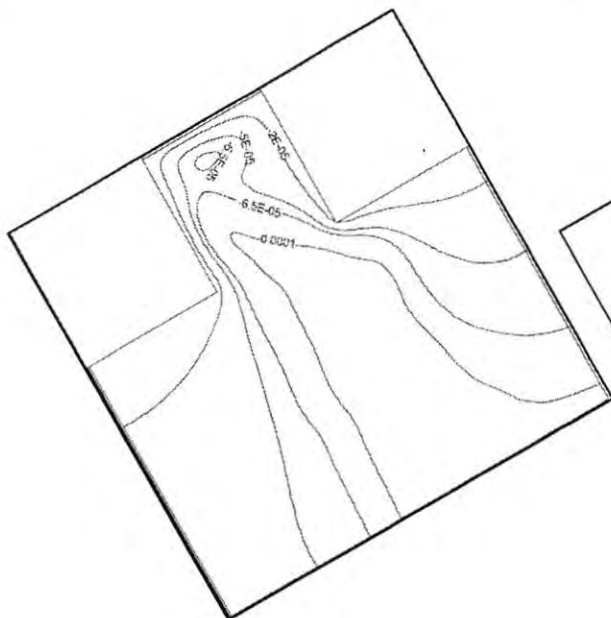


4)

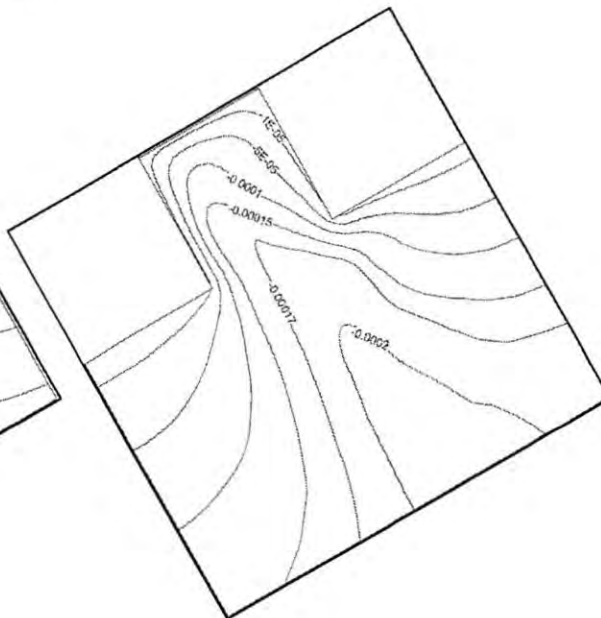


**Figura 46** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

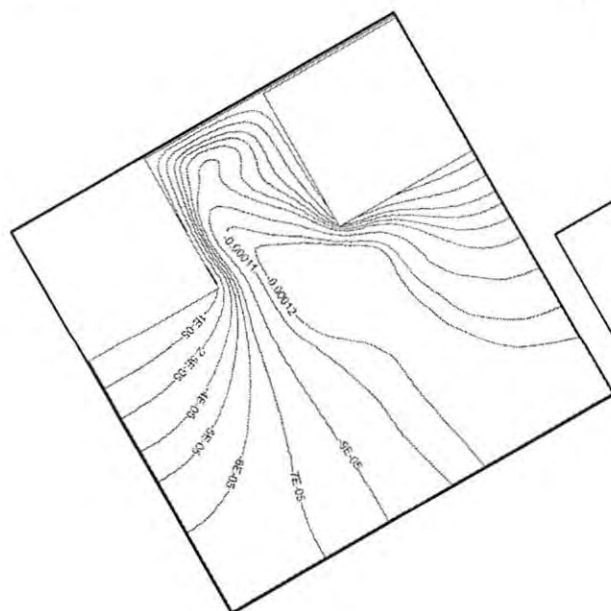
1)



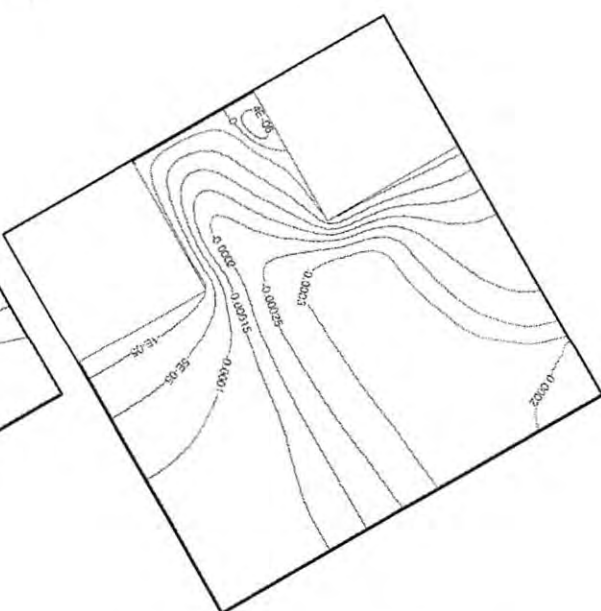
3)



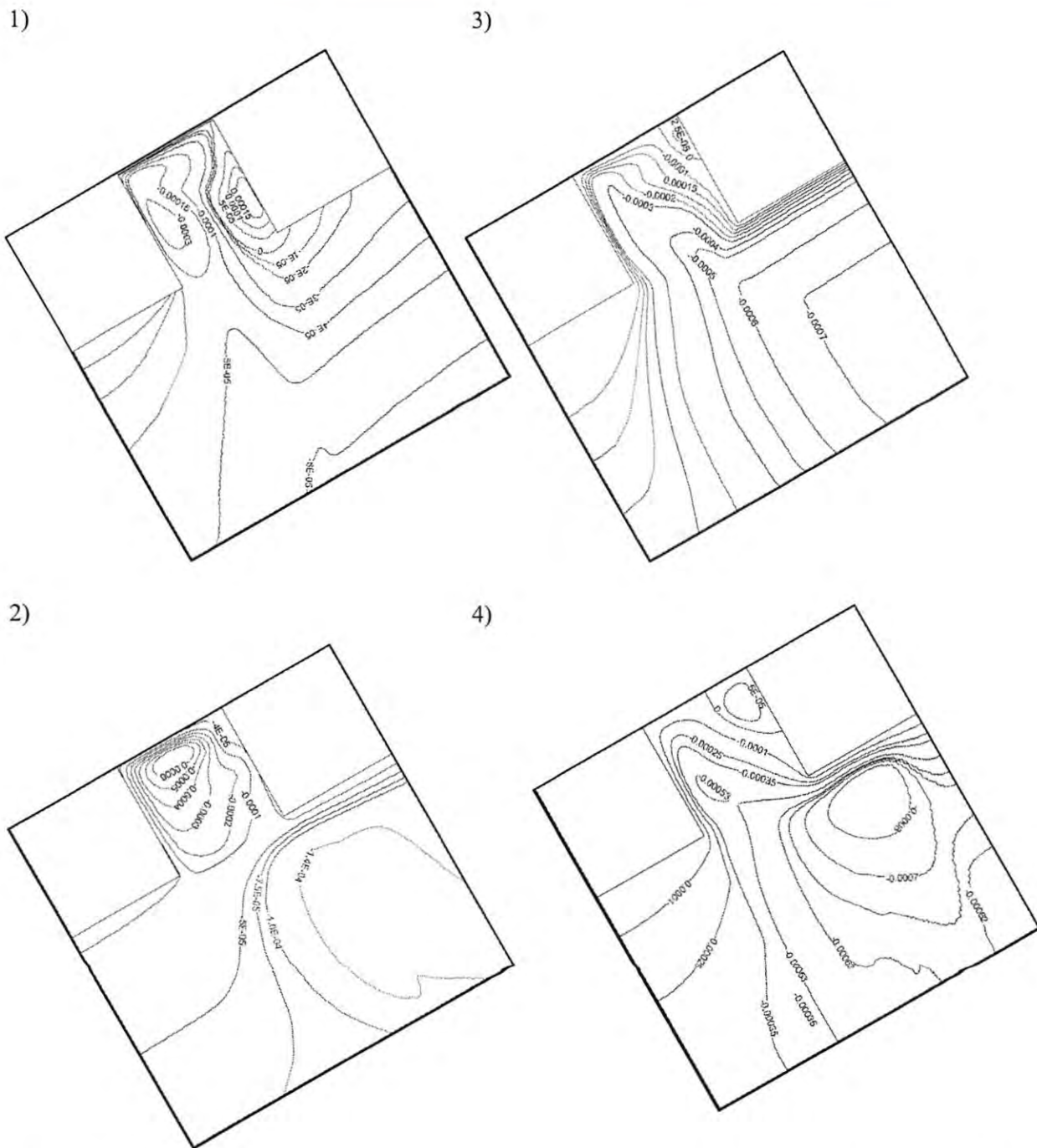
2)



4)



**Figura 47** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



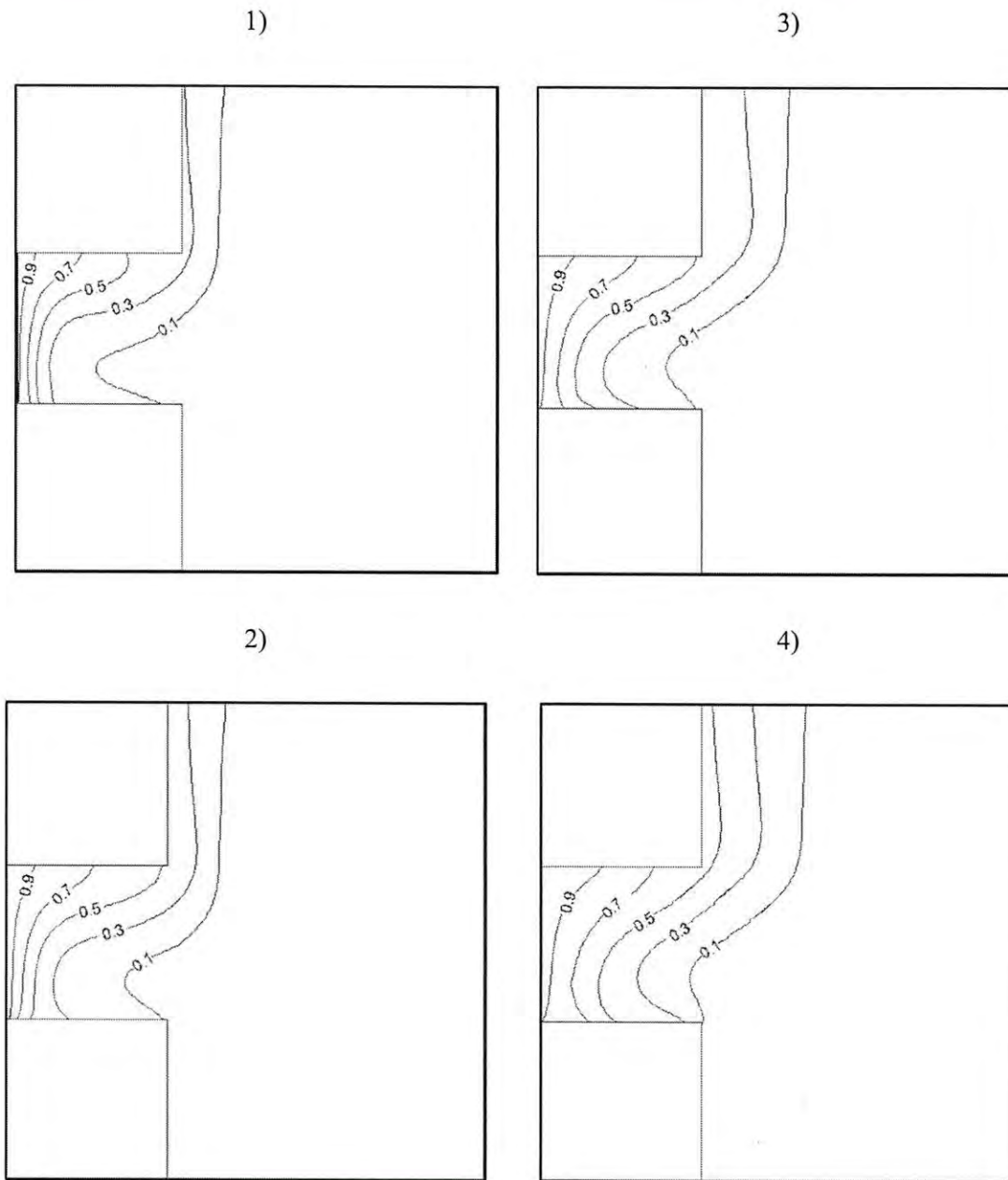
**Figura 48** Líneas de corriente para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

#### 4.4.2 Campos de temperatura y coeficientes adimensionales de transferencia de calor.

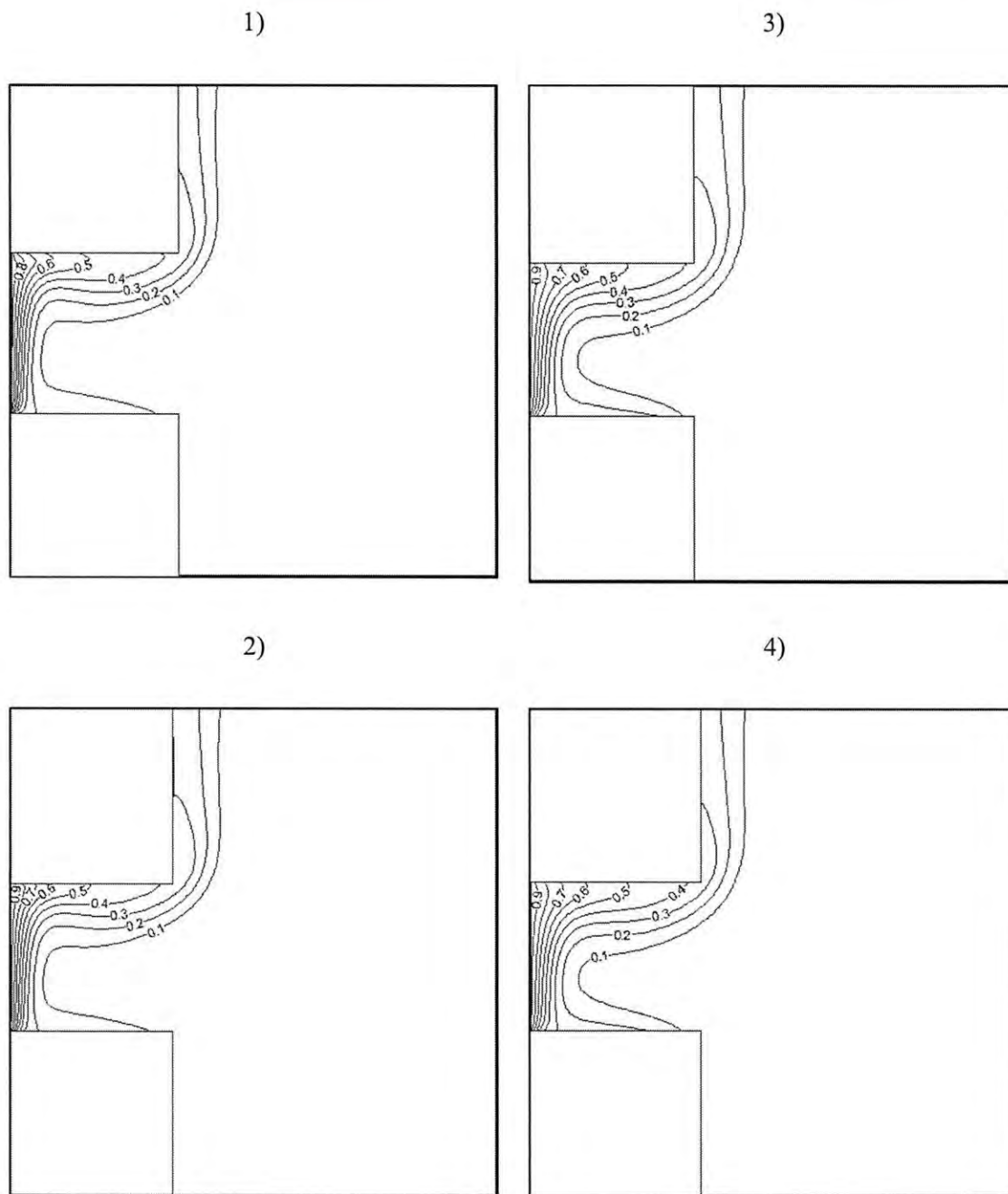
Igual que en la cavidad sin radiación, para todos los casos se forma una capa límite térmica cerca de la pared caliente cuyo espesor aumenta con el gradiente de temperatura y disminuye con el número de Rayleigh. Sin embargo se puede apreciar con claridad el efecto del intercambio radiativo ( $\epsilon=1$ ), en las paredes superior e inferior, en donde las isotermas son oblicuas a las superficies adiabáticas. Debido a que las paredes emiten y absorben calor, cuando la superficie es adiabática transfiere energía al fluido cercano por conducción de calor.

Por otro lado, para valores altos del número de Rayleigh es posible observar plumas térmicas cerca de la pared adiabática superior. De forma similar a los diagramas de isolíneas de contorno puede observarse la transición a la turbulencia para  $Ra=10^7$ . En el caso de la cavidad con ángulo de inclinación hacia arriba ( $30^\circ$ ) para los valores de  $Ra=10^6$  y  $10^7$  se puede ver un comportamiento transitivo en los isotermas ocasionado por el movimiento inestable del fluido. Con la cavidad con la apertura hacia abajo ( $150^\circ$ ) las isotermas están organizados en forma de láminas inclinadas debido a la baja velocidad del fluido. Como en los otros ángulos de inclinación, las isotermas en la pared inferior de la cavidad permiten apreciar el efecto de la radiación térmica.

En la Tabla 7 se presentan los números de Nusselt convectivos promedio en la pared caliente; el comportamiento es parecido a aquel presentado en la cavidad sin radiación. La Tabla 8 ilustra los números de Nusselt radiativos promedio; debido a la naturaleza del fenómeno de radiación se puede esperar que estos sean independientes del ángulo de inclinación. Se puede observar que los valores aumentan al incrementar el gradiente de temperatura adimensional.

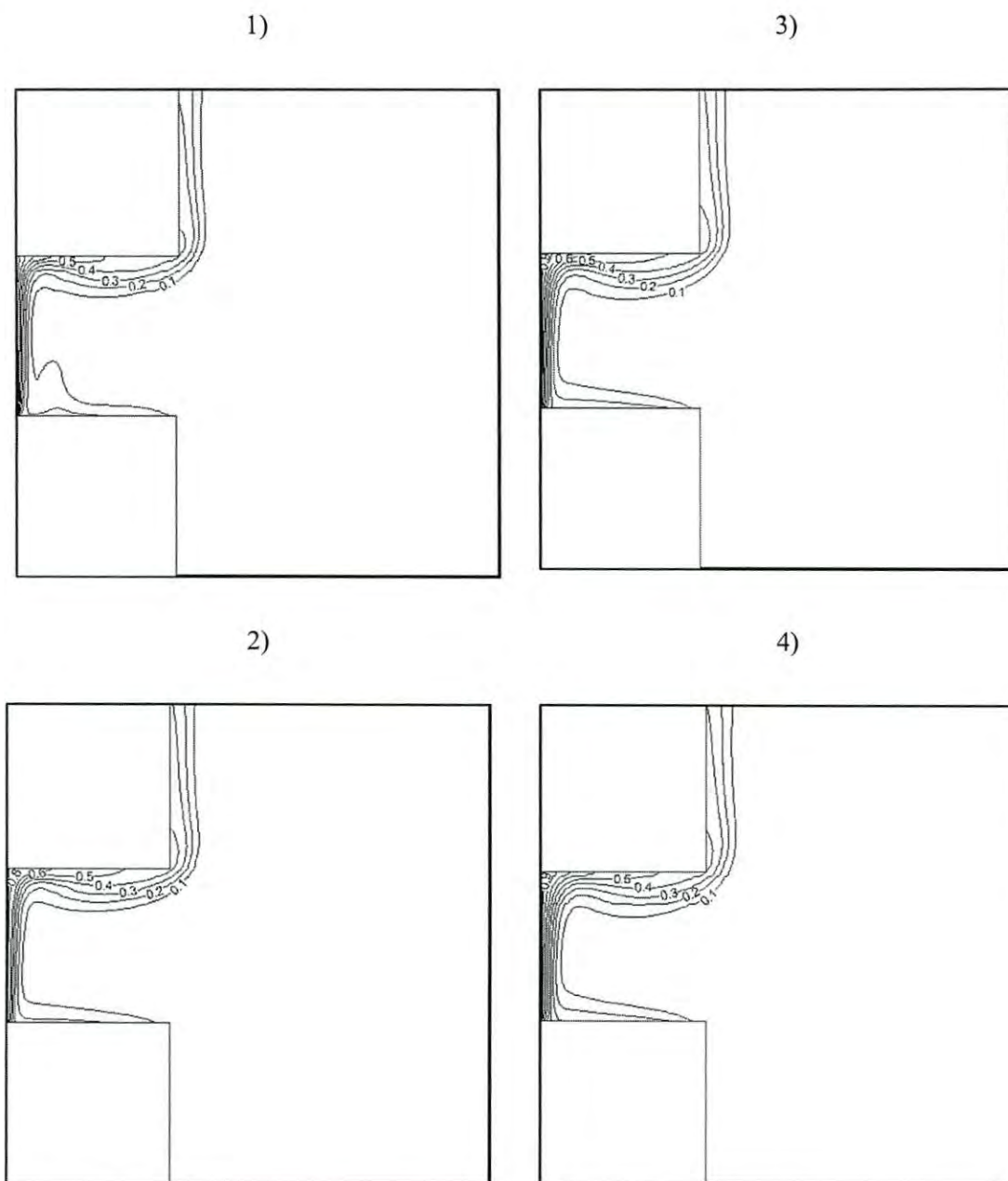


**Figura 49** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

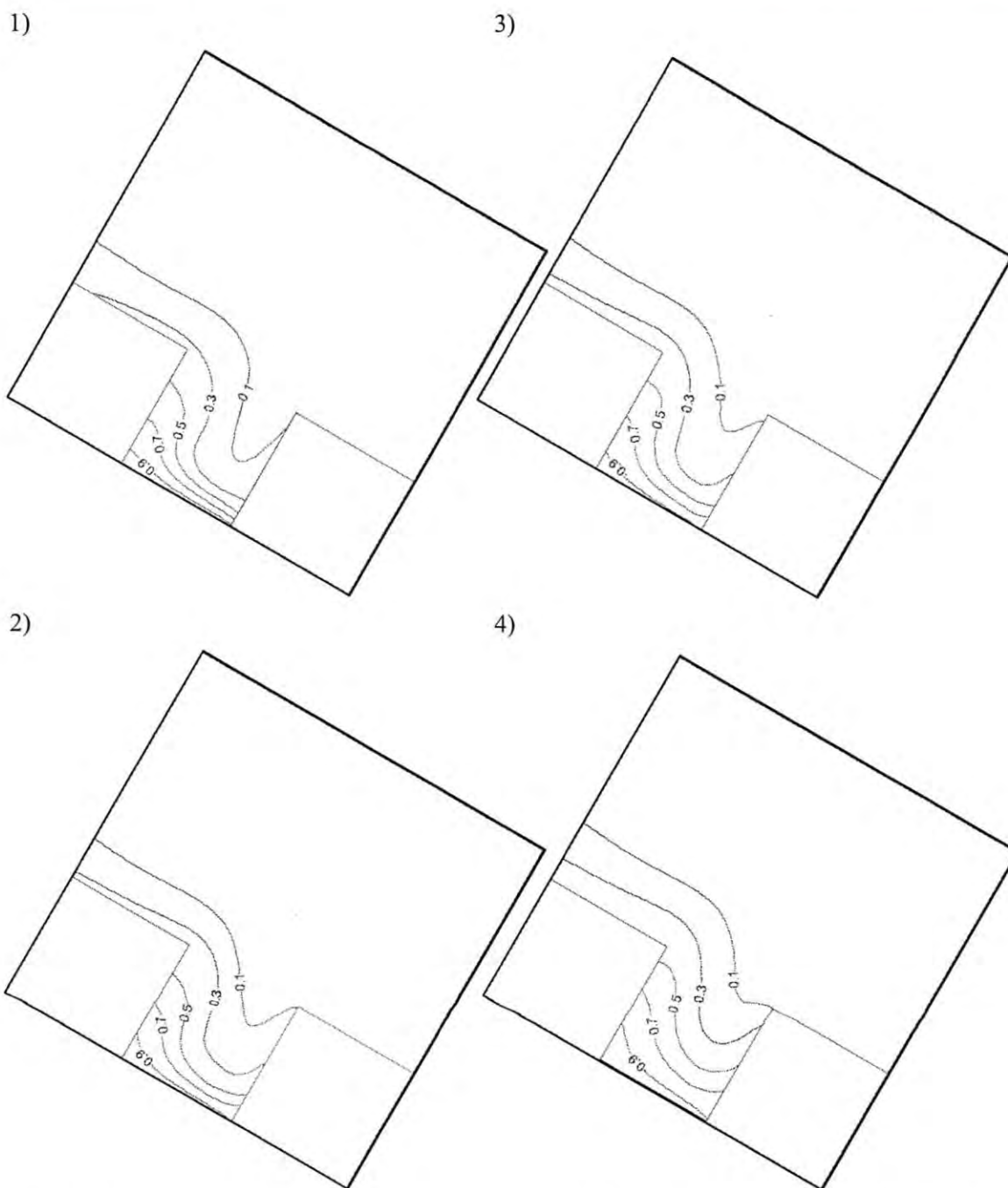


**Figura 50** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

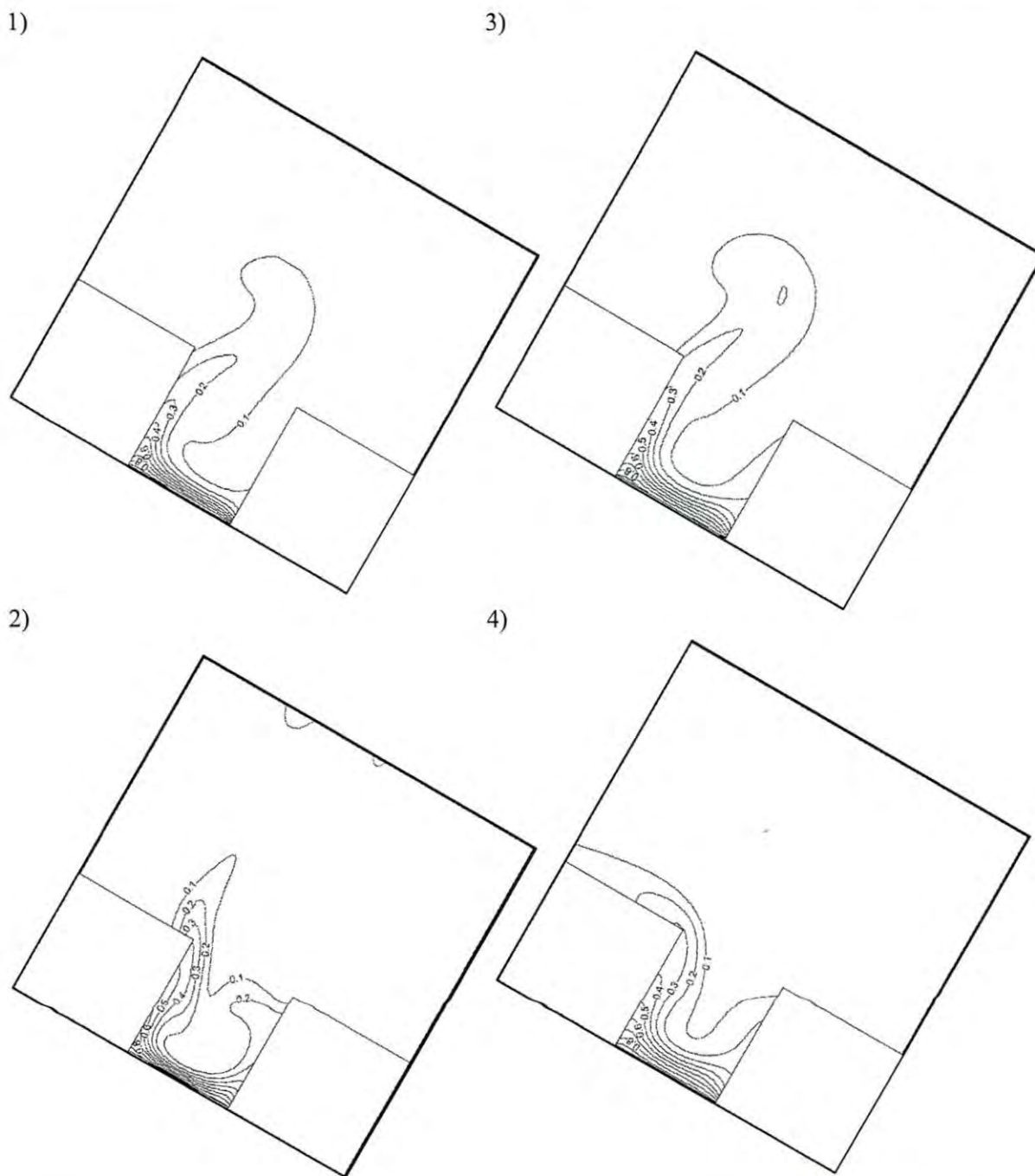




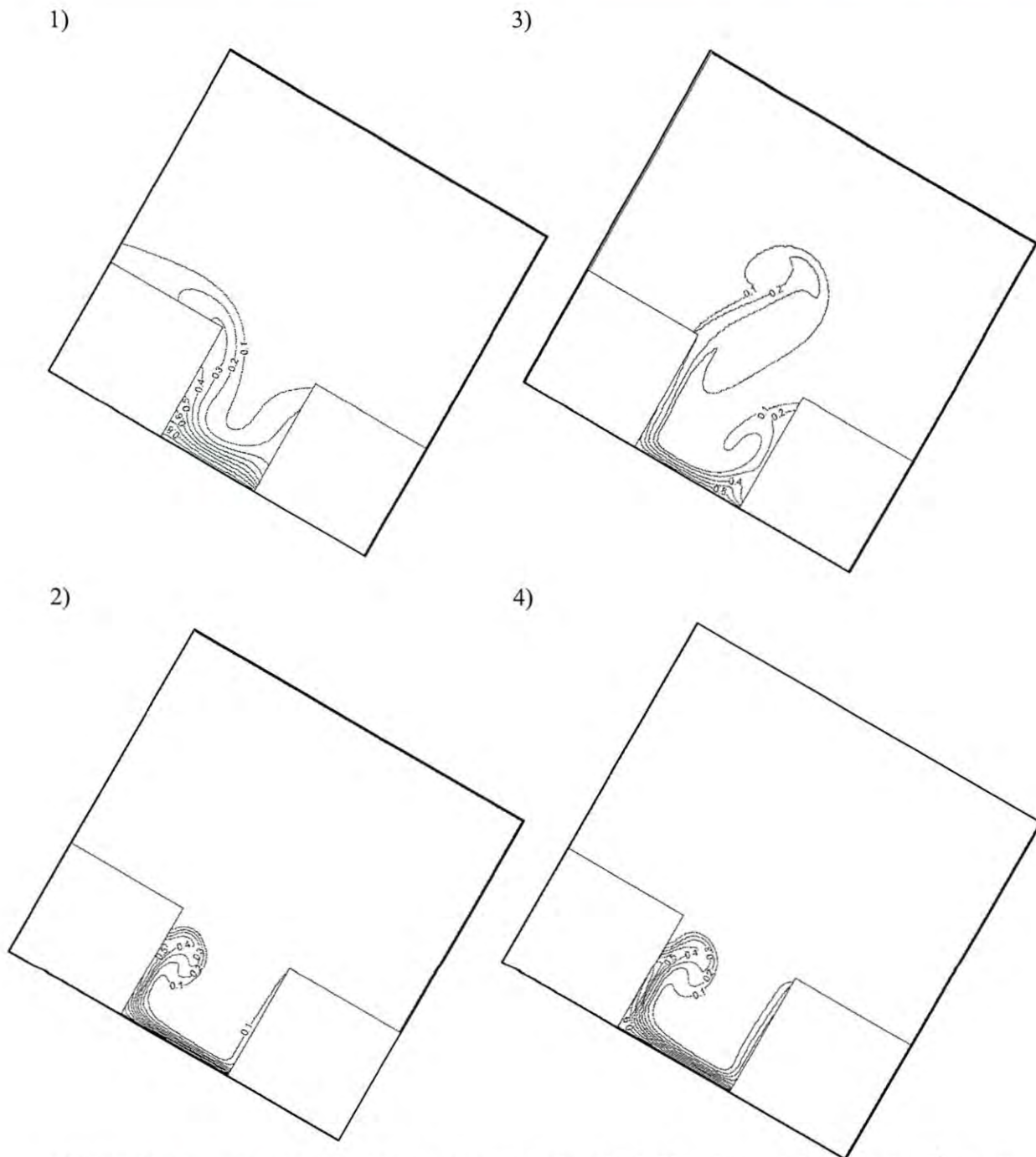
**Figura 51** Isothermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



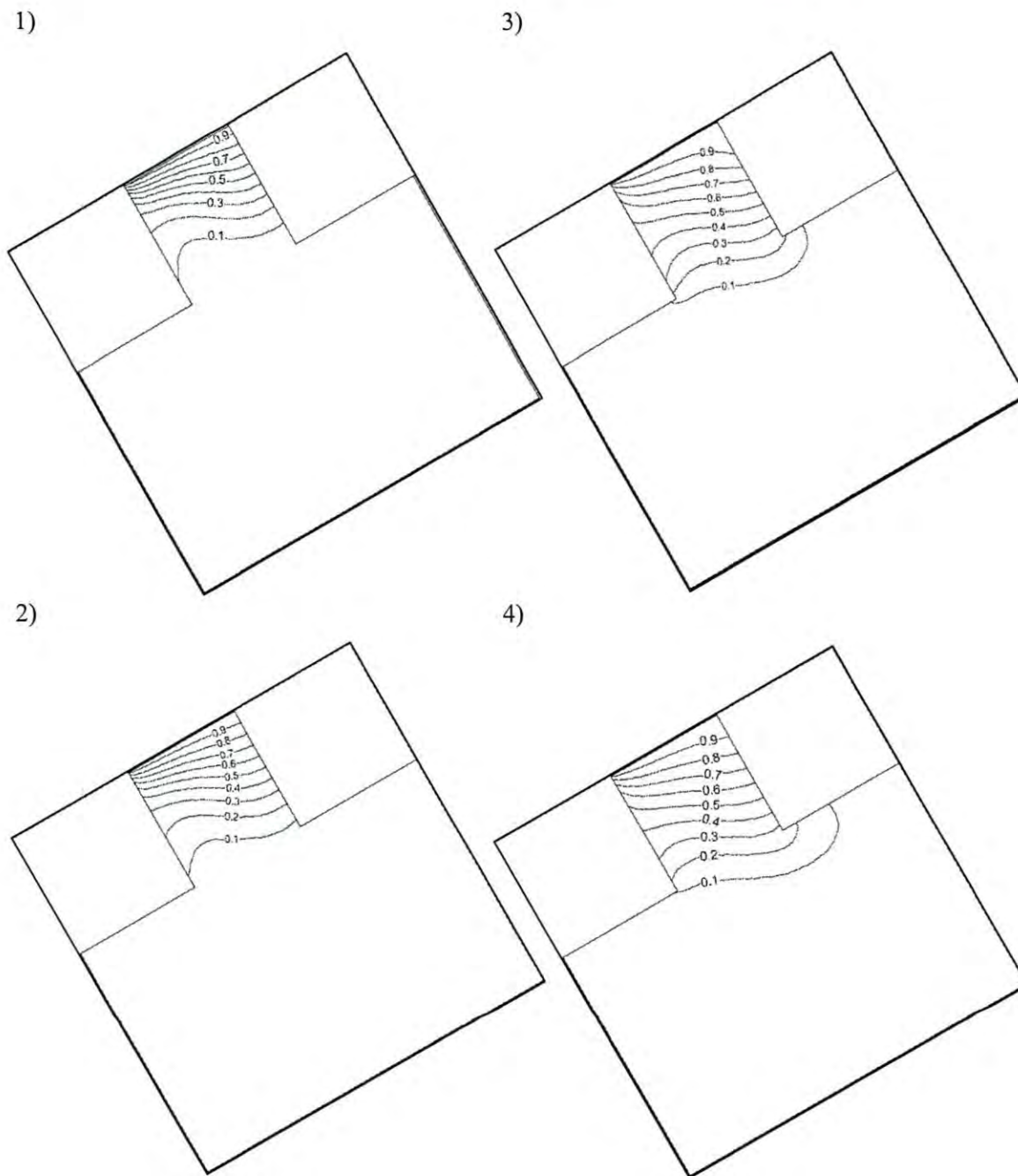
**Figura 52** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



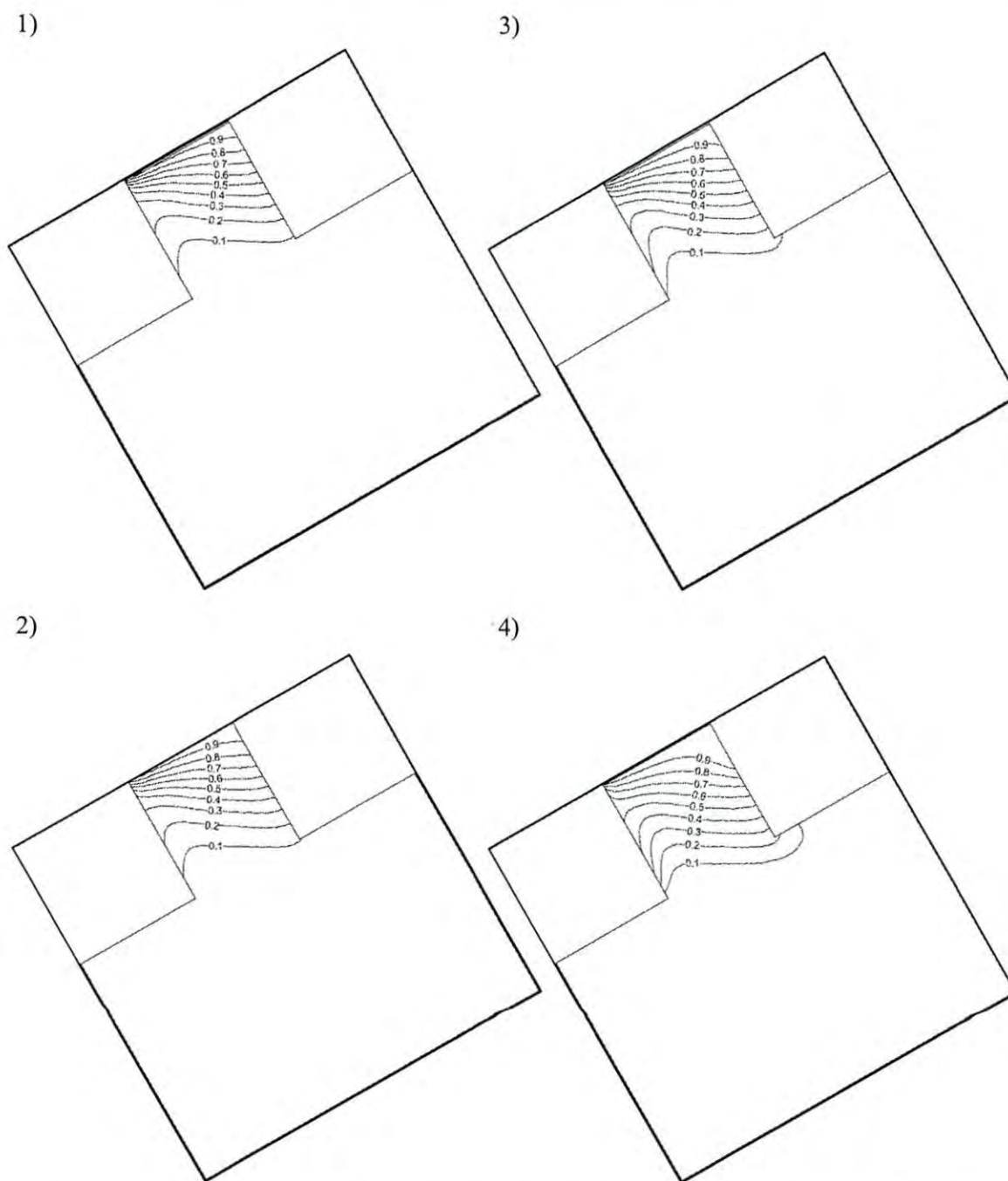
**Figura 53** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



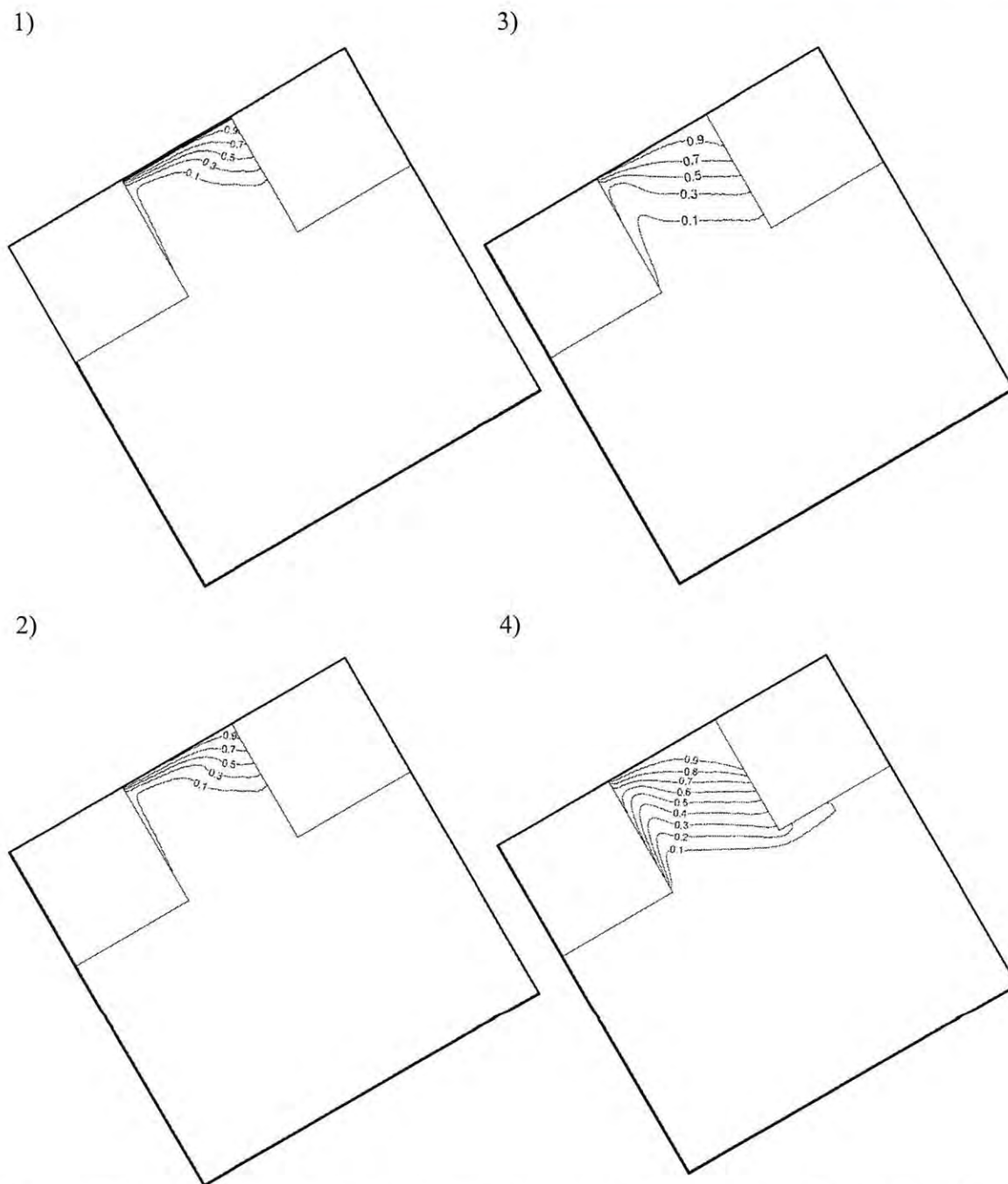
**Figura 54** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 55** Isothermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 56** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 57** Isotermas para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

**Tabla 7** Números de Nusselt convectivos promedio en la pared caliente para una cavidad con radiación.

$\phi$	$Ra=10^4$			$Ra=10^5$			$Ra=10^6$		
	30°	90°	150°	30°	90°	150°	30°	90°	150°
<b>0.166</b>	3.27	3.31	2.60	5.85	7.30	1.58	12.40	14.52	2.24
<b>0.333</b>	2.93	2.79	2.37	5.23	7.14	1.40	13.11	14.29	2.08
<b>0.666</b>	2.28	2.41	2.04	5.49±1.41	6.83	1.52	11.54	13.63	1.94
<b>1.333</b>	2.23	2.06	1.93	4.63	6.29	1.64	12.07±1.66	12.85	2.15

**Tabla 8** Números de Nusselt radiativos promedio en la pared caliente

$\phi$	$Ra=10^4$	$Ra=10^5$	$Ra=10^6$
<b>0.166</b>	2.66	5.80	9.06
<b>0.333</b>	2.76	6.19	12.69
<b>0.666</b>	4.11	7.91	17.73
<b>1.333</b>	7.27	15.72	32.27

#### 4.4.3 Campos de generación de entropía.

El fenómeno de generación de entropía ocurre cerca de la parte inferior de la pared caliente para todos los casos debido a que ahí es donde se encuentra la capa límite térmica más pronunciada y el principal mecanismo de generación de entropía para el estudio actual es transferencia de calor. El valor de las líneas de contorno disminuye de forma importante al separarse de la pared caliente lo que indica que el mecanismo de conducción es el más importante en la generación de entropía. En general las líneas de generación de entropía



tienen un comportamiento análogo al de las isotermas. Para todos los casos la radiación térmica contribuyó a la generación de entropía; ésta se incrementó en un mínimo de 29.11% para  $Ra=10^4$ ,  $\varphi=0.166$  y un ángulo de inclinación de  $30^\circ$ , y en un máximo de 1908.39% para un  $Ra=10^6$ ,  $\varphi=1.333$  y un ángulo de inclinación de  $30^\circ$ , lo que indica un aumento importante en las irreversibilidades. Dicha información puede verse en la Tabla 9.

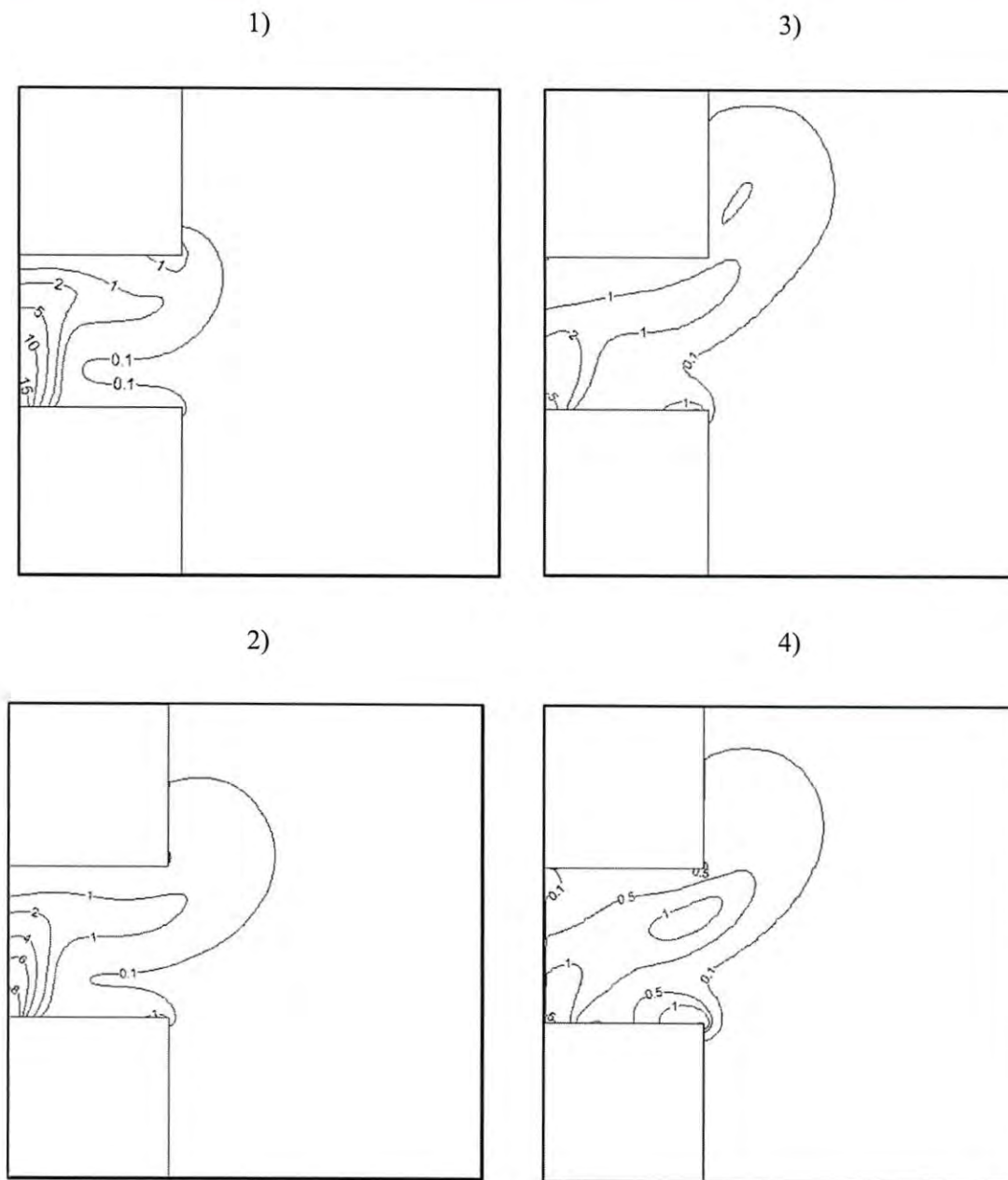
La Tabla 10 presenta el valor total para la generación de entropía en la cavidad con radiación. Además, en las Figuras 4.57-4.59 se muestra una comparación de la influencia de la radiación en la generación de entropía dentro de la cavidad. Como se mencionó anteriormente, en todos los casos la generación de entropía es mayor cuando se toma en cuenta el intercambio radiativo entre las paredes de la cavidad y en la mayoría de configuraciones disminuye al incrementar el ángulo de inclinación, hasta un mínimo para el ángulo de  $150^\circ$ . En general, los resultados muestran que la generación de entropía es mayor cuando la cavidad tiene una inclinación de  $90^\circ$ . Sin embargo en algunos casos el máximo se encuentra en ángulos de  $30^\circ$ ; es de notarse que dichos casos son aquellos para los cuales no se alcanzó el estado permanente. Por otro lado, en la mayoría de los casos, el efecto de la radiación en la generación de entropía aumenta de manera importante al incrementar el gradiente de temperatura adimensional.

**Tabla 9** Incremento porcentual de la generación de entropía con respecto a la cavidad sin radiación.

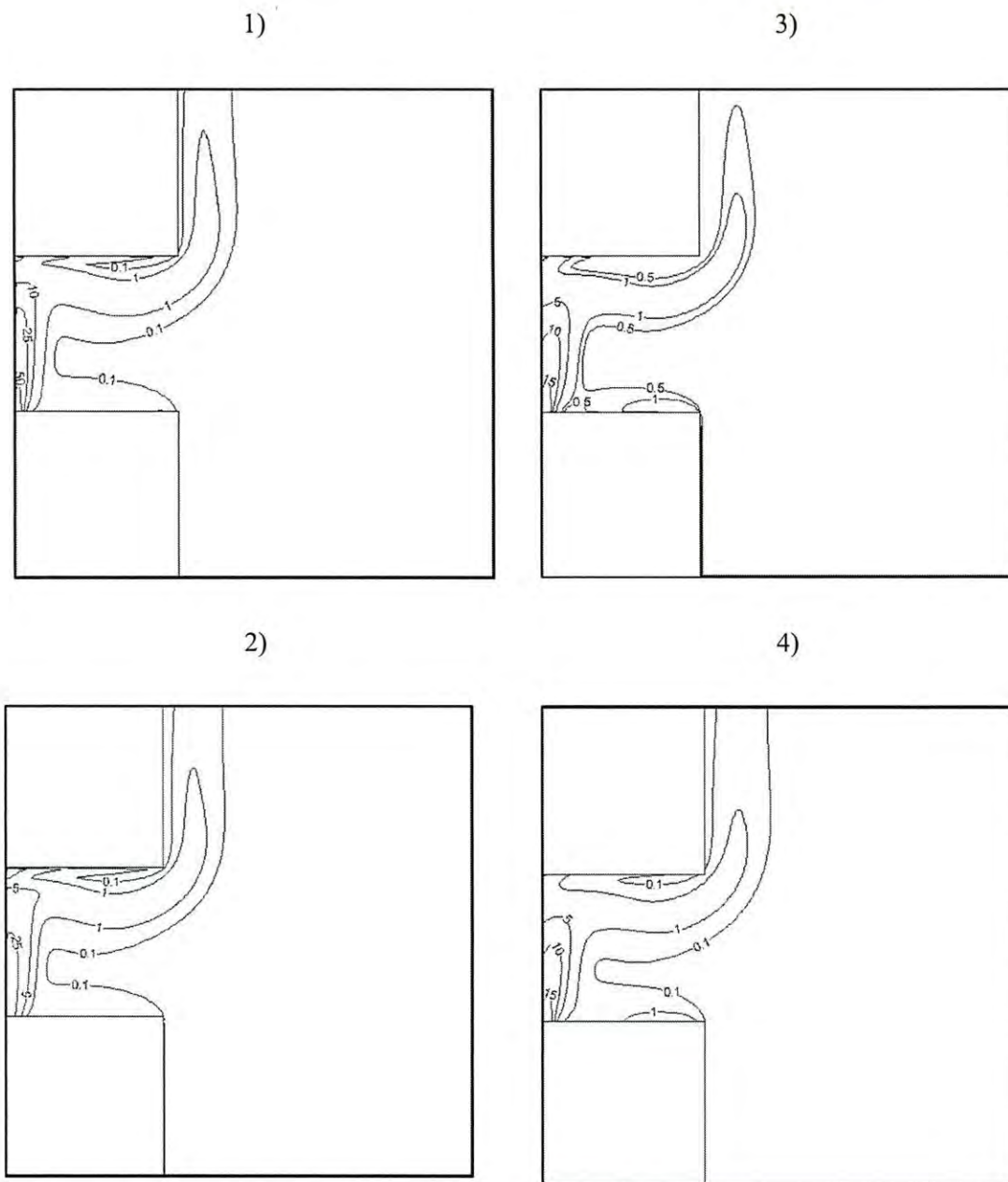
$\varphi$	$Ra=10^4$			$Ra=10^5$			$Ra=10^6$		
	$30^\circ$	$90^\circ$	$150^\circ$	$30^\circ$	$90^\circ$	$150^\circ$	$30^\circ$	$90^\circ$	$150^\circ$
<b>0.166</b>	29.11	33.52	190.87	180.03	120.40	172.47	93.10	49.01	683.74
<b>0.333</b>	66.83	70.99	285.94	229.55	169.43	196.06	152.36	91.22	705.07
<b>0.666</b>	163.75	185.68	381.56	371.71	161.20	309.13	270.41	127.19	436.78
<b>1.333</b>	573.93	560.87	772.68	636.99	300.04	420.78	1908.39	60.00	68.24

**Tabla 10** Generación de entropía total en las cavidades con radiación.

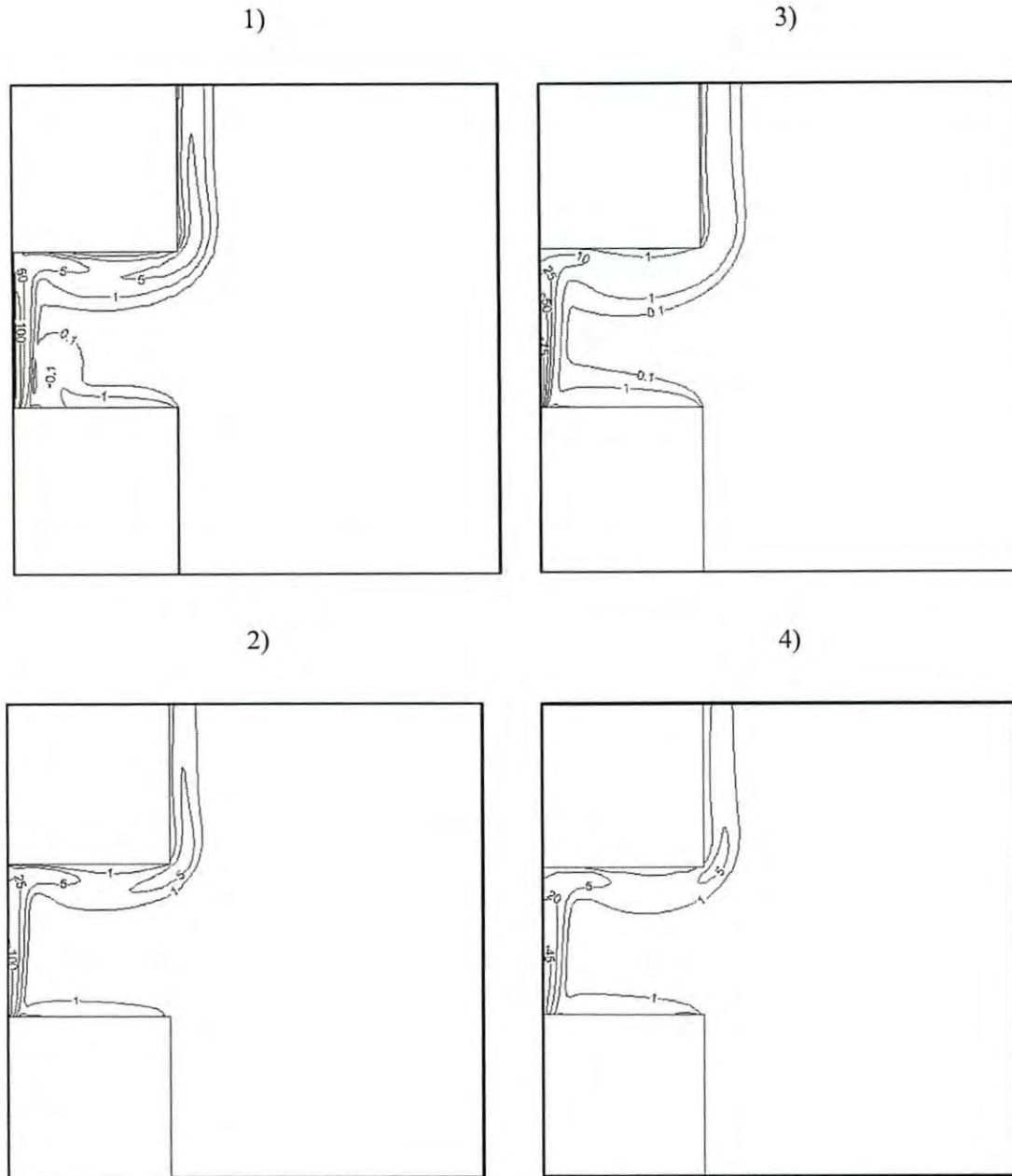
$\varphi$	$Ra=10^4$			$Ra=10^5$			$Ra=10^6$		
	30°	90°	150°	30°	90°	150°	30°	90°	150°
<b>0.166</b>	$4.9 \times 10^{-4}$	$4.8 \times 10^{-4}$	$3.5 \times 10^{-4}$	$8.6 \times 10^{-3}$	$7.9 \times 10^{-3}$	$2.2 \times 10^{-3}$	$5.5 \times 10^{-2}$	$4.2 \times 10^{-2}$	$3.6 \times 10^{-2}$
<b>0.333</b>	$3.4 \times 10^{-4}$	$3.2 \times 10^{-4}$	$2.7 \times 10^{-4}$	$5.1 \times 10^{-3}$	$5.2 \times 10^{-3}$	$1.3 \times 10^{-3}$	$3.9 \times 10^{-2}$	$3.1 \times 10^{-2}$	$2.1 \times 10^{-2}$
<b>0.666</b>	$2.5 \times 10^{-4}$	$2.4 \times 10^{-4}$	$1.9 \times 10^{-4}$	$3.1 \times 10^{-3}$	$2.5 \times 10^{-3}$	$9.6 \times 10^{-4}$	$2.7 \times 10^{-2}$	$1.8 \times 10^{-2}$	$7.6 \times 10^{-3}$
<b>1.333</b>	$2.3 \times 10^{-4}$	$2.05 \times 10^{-4}$	$1.6 \times 10^{-4}$	$2.6 \times 10^{-3}$	$1.5 \times 10^{-3}$	$5.6 \times 10^{-4}$	$2.0 \times 10^{-3}$	$5.6 \times 10^{-2}$	$1.1 \times 10^{-3}$



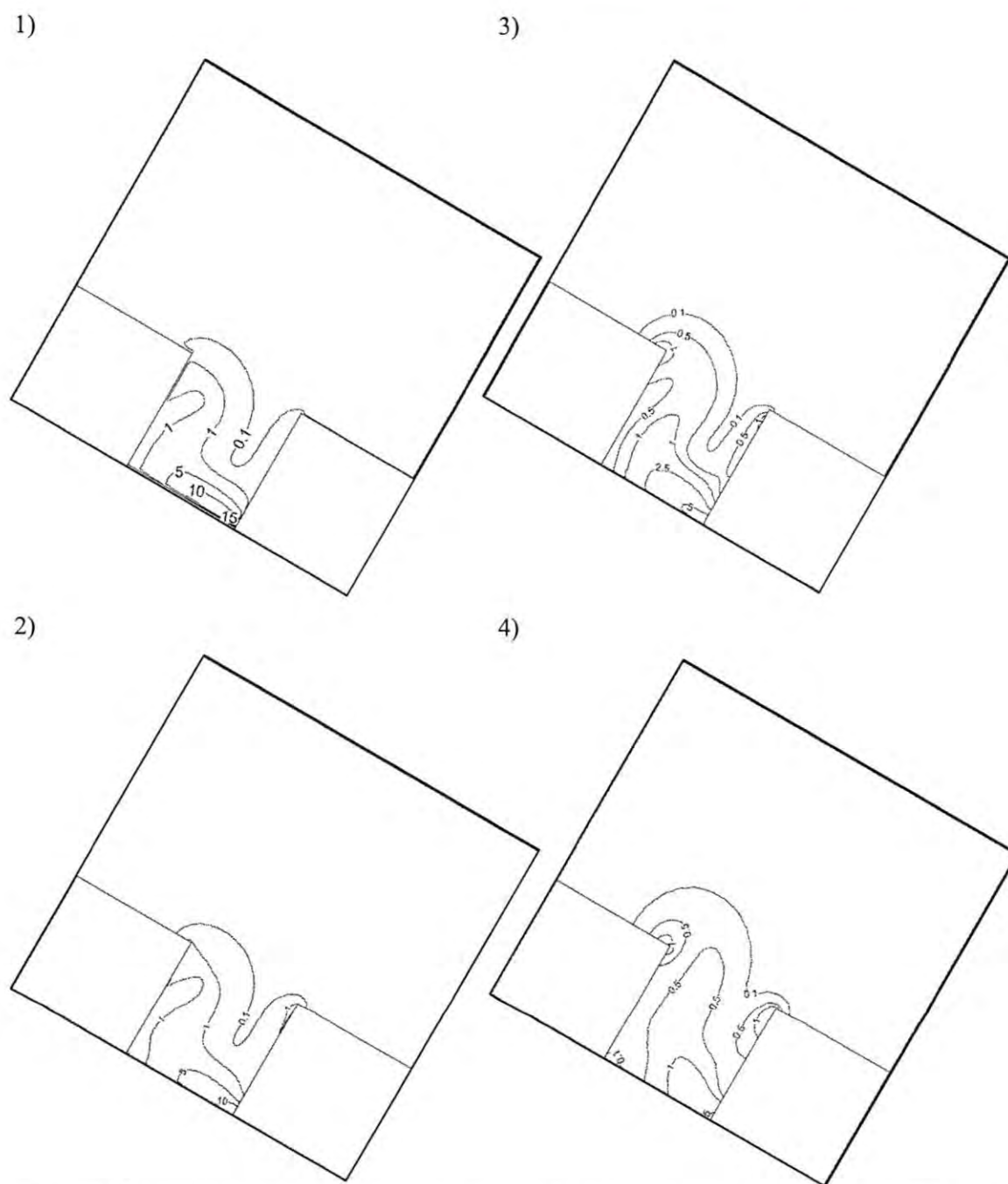
**Figura 58** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



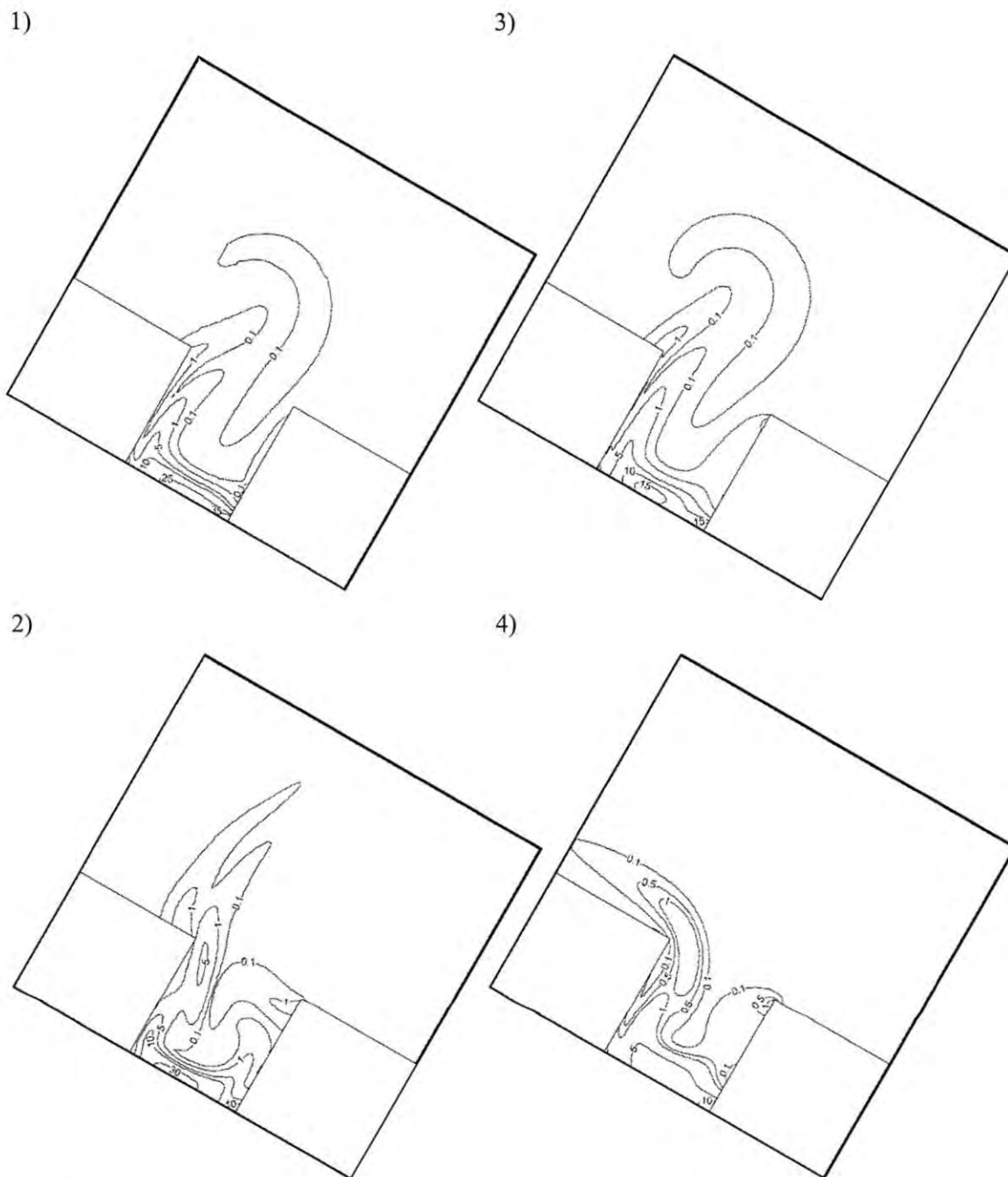
**Figura 59** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



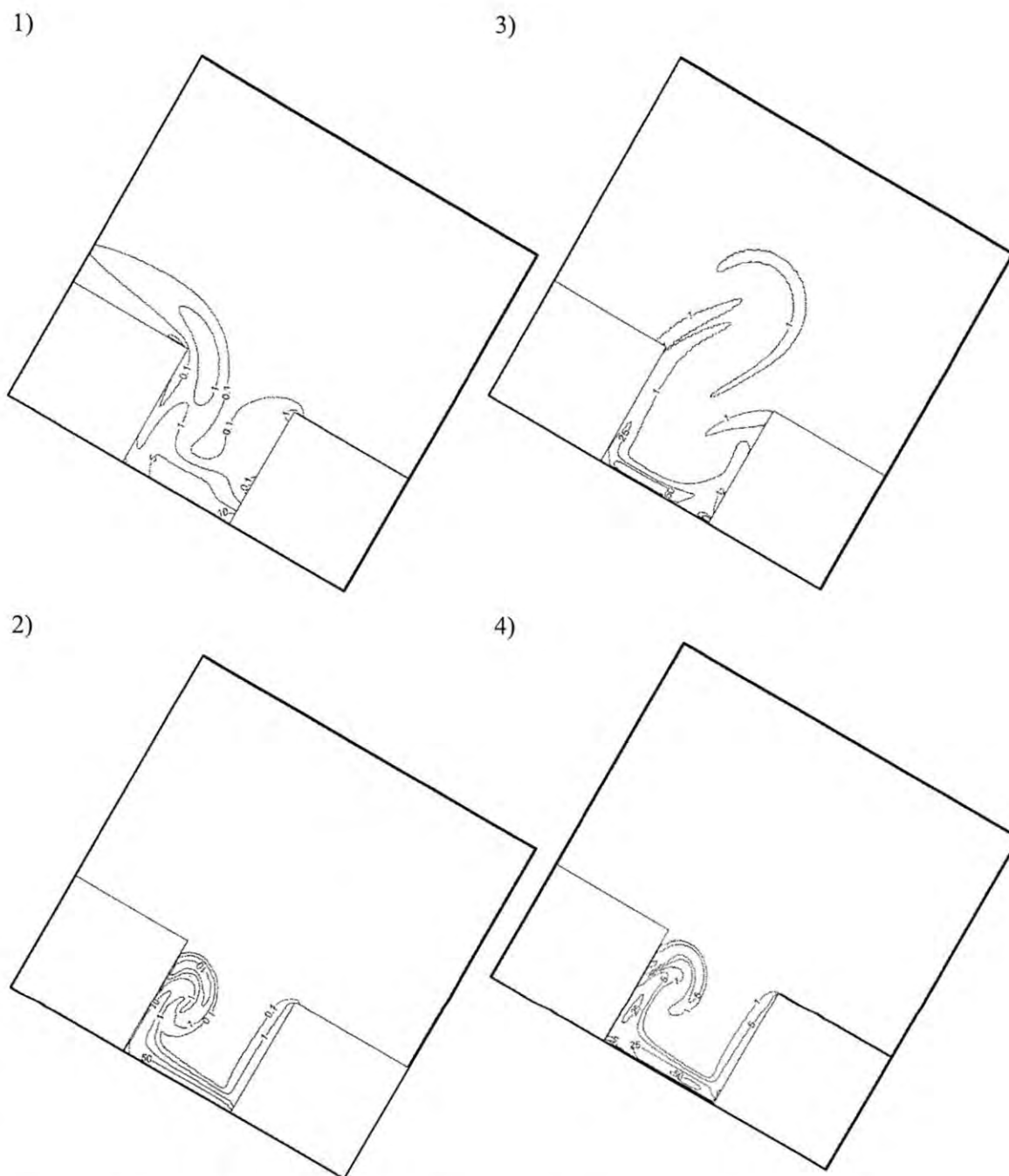
**Figura 60** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $90^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 61** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

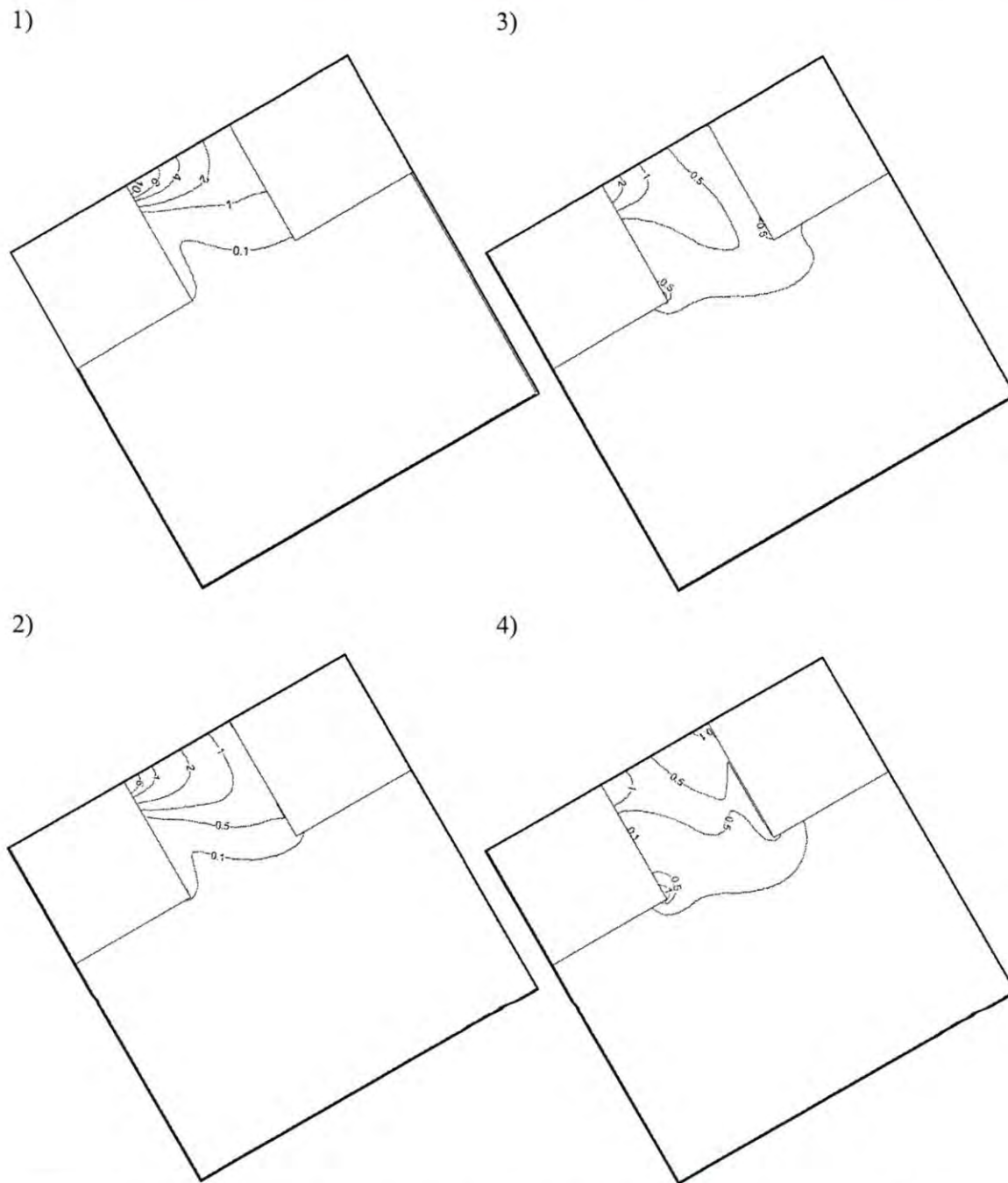


**Figura 62** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

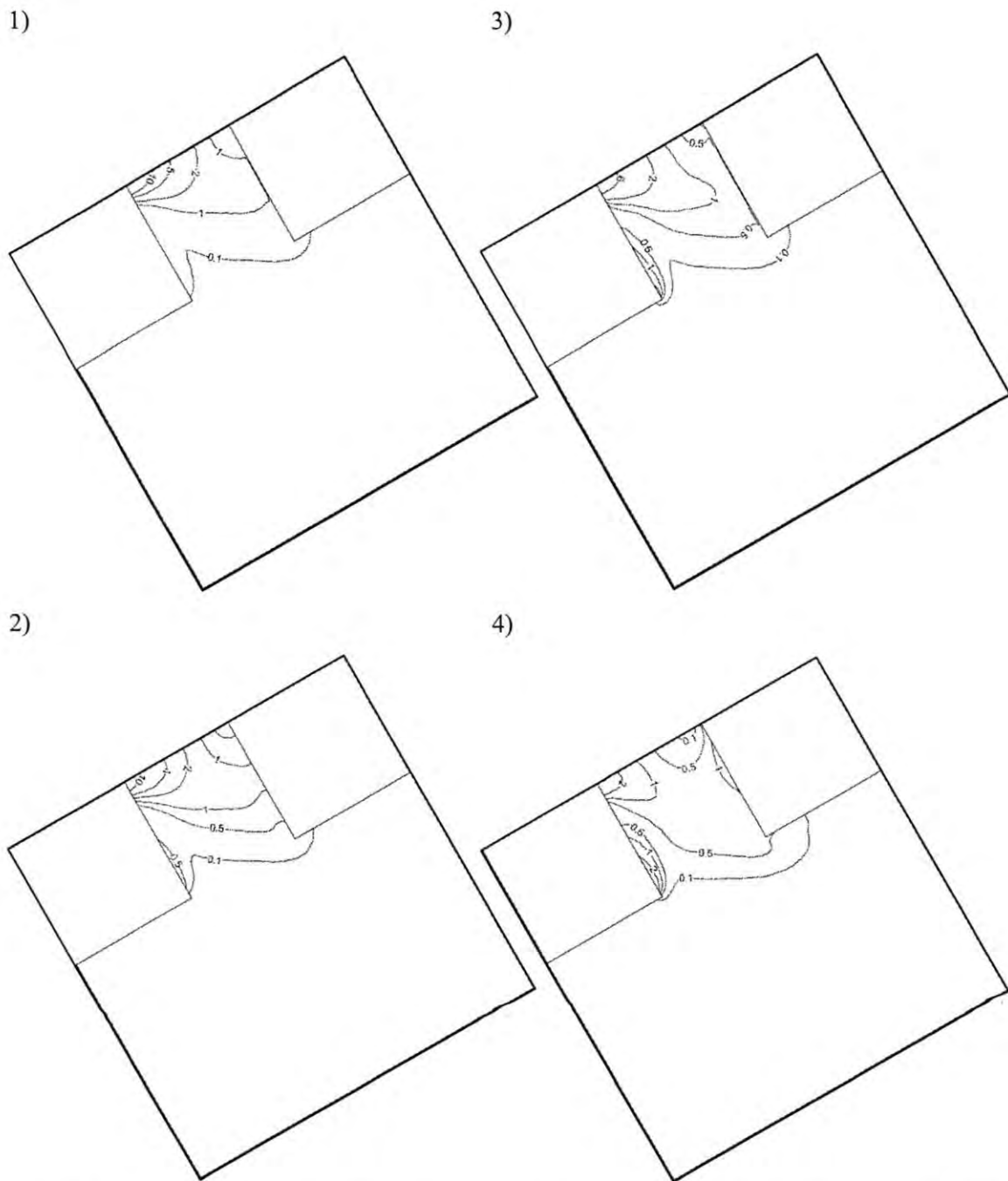


**Figura 63** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $30^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.

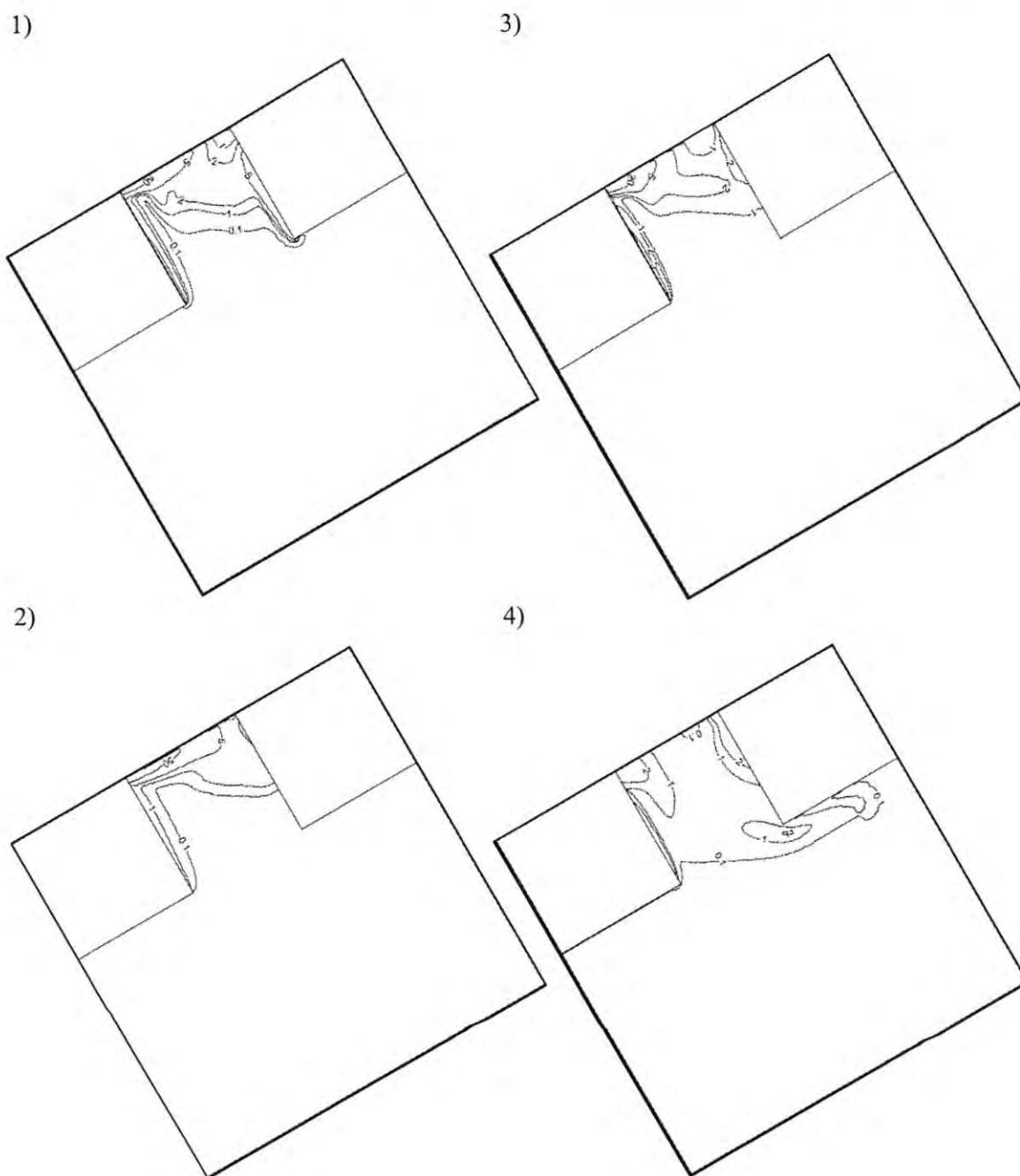




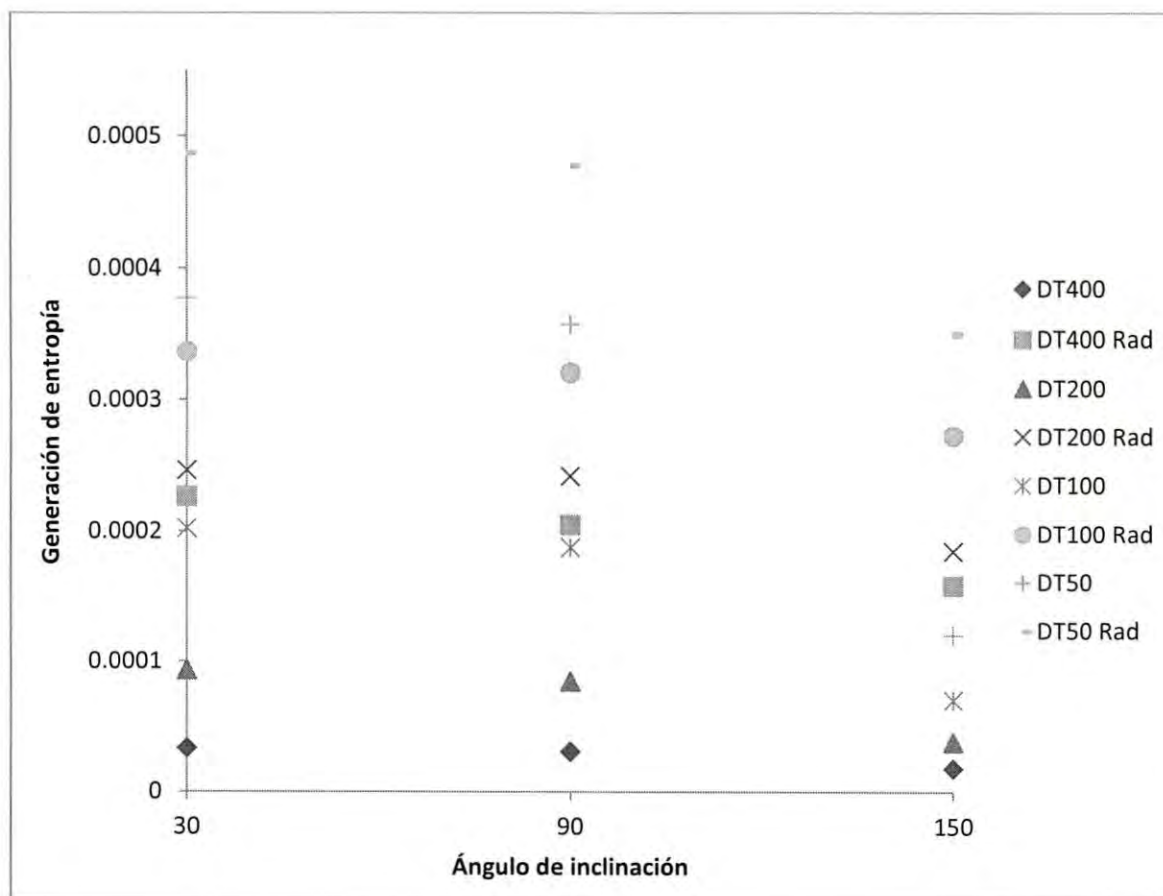
**Figura 64** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^4$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



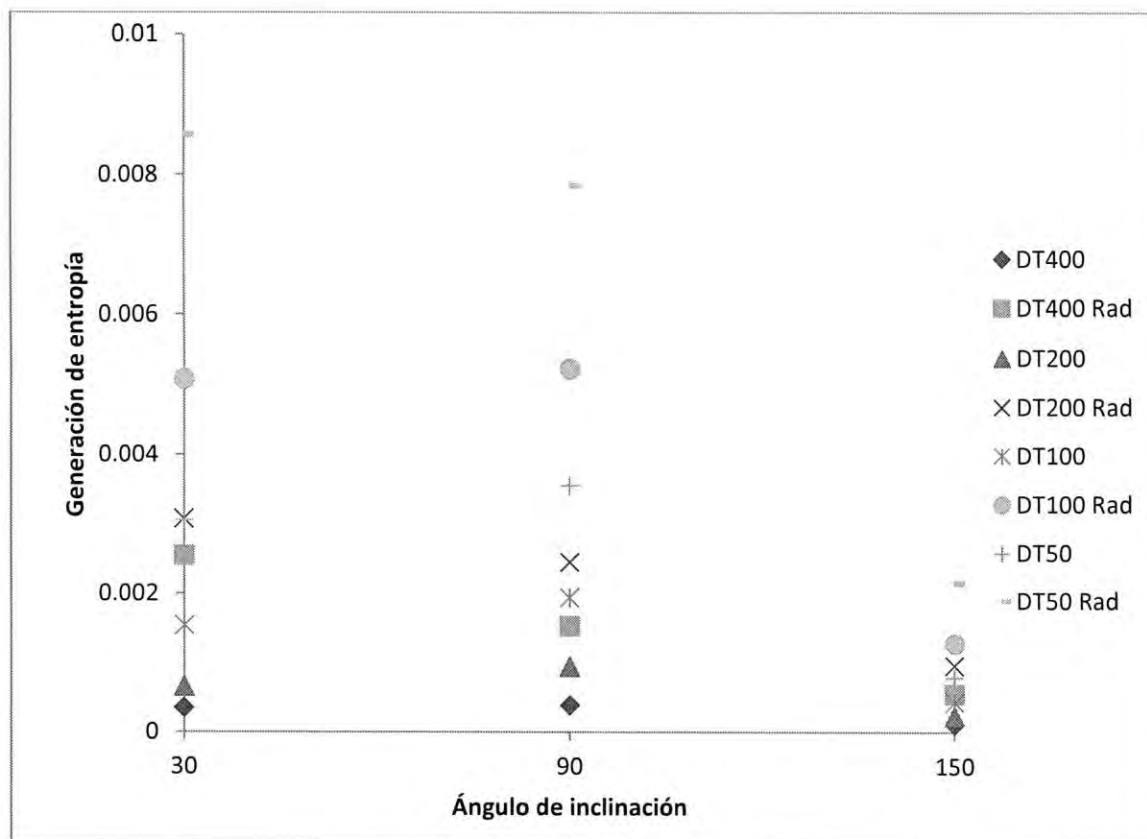
**Figura 65** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^5$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



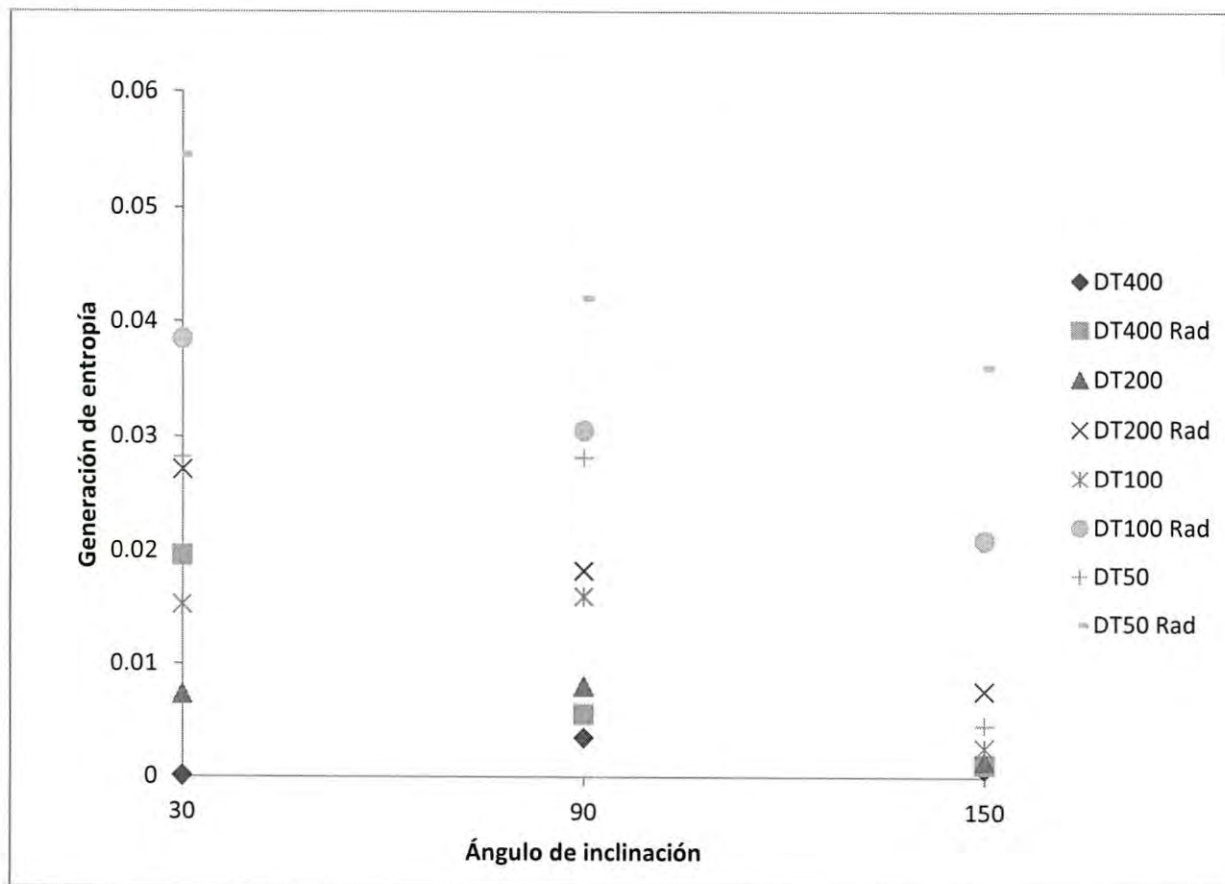
**Figura 66** Campos de generación de entropía para cavidades con ángulos de inclinación de  $150^\circ$ , número de Rayleigh de  $10^6$  y gradientes de temperatura adimensionales de: 1) 0.166, 2) 0.333, 3) 0.666 y 4) 1.333.



**Figura 67** Generación de entropía total a diferentes ángulos de inclinación y gradientes de temperatura para un número de Rayleigh de 104.



**Figura 68** Generación de entropía total a diferentes ángulos de inclinación y gradientes de temperatura para un número de Rayleigh de 105.



**Figura 69** Generación de entropía total a diferentes ángulos de inclinación y gradientes de temperatura para un número de Rayleigh de  $10^6$ .

## CAPÍTULO 5

### CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

Se estudió numéricamente el fenómeno de generación de entropía en una cavidad abierta en dos dimensiones considerando:

- Propiedades dependientes de la temperatura.
- Dominio extendido.
- Intercambio radiativo superficial entre las paredes de la cavidad.
- Diferentes ángulos de inclinación (30,90 y 150°) para la cavidad.

Para cada uno de los estudios se utilizaron los siguientes números de Rayleigh:  $10^4$ ,  $10^5$  y  $10^6$  en combinación con las siguientes diferencias de temperatura adimensional: 0.166, 0.333, 0.666 y 1.333.

#### 5.1 Conclusiones

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

- 6 El espesor de las capas límites hidrodinámica y térmica cercanas a la pared caliente disminuye al aumentar el Rayleigh y aumenta con la diferencia de temperatura.
- 7 La generación de entropía dentro de la cavidad ocurre principalmente cerca de la pared caliente y es ocasionada por transferencia de calor en el fluido por el mecanismo de conducción.
- 8 El ángulo de inclinación tiene un efecto importante en el número de Nusselt así como en el comportamiento del fluido dentro de la cavidad; con ángulo de inclinación de 30° y a valores de  $10^5$  y  $10^6$  el fluido presenta turbulencia y no alcanza el estado permanente.

---

## CAPÍTULO 6

### BIBLIOGRAFÍA

1. International Energy Agency, "Solar Energy Perspectives", Renewable Technologies, 2011.
2. R.H. Goddard, "A new invention to harness the sun", Popular Science Monthly, pp. 22-23, 1929.
3. M. Montiel, J. Hinojosa, C. Estrada "Numerical study of heat transfer by natural convection and surface thermal radiation in an open cavity receiver", Solar Energy, vol. 86, pp. 1118-1128, 2012.
4. Sahin, R. Ben-Mansour, "Entropy generation in laminar flow through a circular pipe", Entropy, vol. 5, pp. 404-416, 2003.
5. Nejma, A. Mazgar, N. Abdallah, K. Charrada, "Entropy generation through combined non-gray gas radiation and forced convection between two parallel plates", Energy, vol. 33, pp. 1169-1178, 2008.
6. Y. Nassar, "Convective heating of solid surface: entropy generation due to temperature field and thermal displacement", Entropy, vol. 5, pp. 467-481, 2003.
7. H. Oztop, K. Al-Salem, "A review on entropy generation in natural and mixed convection heat transfer for energy systems", Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, pp. 911-920, 2012.
8. R. Oliveski, M. Macagnan, J. Copetti, "Entropy generation and natural convection in rectangular cavities", Applied Thermal Engineering, vol. 29, pp. 1417-1425, 2009.
9. M. Famouri, K. Hooman, "Entropy generation for natural convection by heated partitions in a cavity", International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 35, pp. 492-502, 2008.
10. M. Alipanah, P. Hasannasab, S.F. Hosseinizadeh, M. Darbandi, "Entropy generation for compressible natural convection with high gradient temperature in square cavity", International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 37, pp. 1388-1395, 2010.



11. M. Darbandi, S.F. Hosseinizadeh, "Numerical simulation of thermobuoyant flow with large temperature variation", *Journal of Thermophysics and Heat Transfer*, vol. 20, pp. 285-296, 2006.
12. R. Kaluri, T. Basak, "Entropy generation minimization versus thermal mixing due to natural convection in differentially and discretely heated square cavities", *Numerical Heat Transfer*, vol. 58, pp. 475-504, 2010.
13. M. Bouabid, M. Magherbi, N. Hidouri, A. Brahim, "Entropy generation at natural convection in an inclined rectangular cavity", *Entropy*, vol. 13, pp. 1020-1033, 2011.
14. S. Chen, M. Krafczyk, "Entropy generation in turbulent natural convection due to internal heat generation", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 48, pp. 1978-1987, 2009.
15. L. Berrin-Erbay, "Entropy generation in a square enclosure with partial heating from a vertical lateral wall", *Heat and Mass Transfer*, vol. 40, pp. 909-918, 2004.
16. G. Ilis, M. Mobedi, B. Sunden, "Effect of aspect ratio on entropy generation in a rectangular cavity with differentially heated walls", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 35, pp. 696-703, 2008.
17. S. Mahmud, R. Fraser, "Vibrational effect on Entropy Generation in a Square Porous Cavity", *Entropy*, vol. 5, pp. 366-376, 2003.
18. B. Mounir, M. Magherbi, N. Hidouri, A. Ben Brahim, "Entropy generation at natural convection in an inclined rectangular cavity", *Procedia Engineering*, vol. 90, pp. 1020-1033, 2011.
19. T. Basak, A. Singh, T.P. Sruthi, S. Roy, "Finite element simulation on heat flow visualization and entropy generation during natural convection in inclined square cavities", *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 51, pp. 1-8, 2014.
20. W. El-Maghlany, K. Saqr, M. Teamah, "Numerical simulations of the effect of an isotropic heat field on the entropy generation due to natural convection in a square cavity", *Energy Conversion and Management*, vol. 85, pp. 333-342, 2014.
21. C. Chen, Y. Yang, K. Chang, "Entropy generation of radiation effect on laminar-mixed convection along a wavy surface", *Heat and Mass Transfer*, vol. 47, pp. 385-395, 2010.

22. Mwesigye, T. Bello-Ochende, J. Meyer, "Numerical investigation of entropy generation in parabolic trough receiver at different concentration ratios", *Energy*, vol. 53, pp. 114-127, 2013.
23. P. Le Quere, J. Humphrey, F. Sherman, "Numerical calculation of thermally driven two-dimensional unsteady laminar flow in cavities of rectangular cross section", *Numerical Heat Transfer*, vol. 4, pp. 249-283, 1981.
24. Humphrey J, "Numerical simulation of buoyant, turbulent flow-II. Free and mixed convection in a heated cavity", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 29, pp. 593-610, 1986.
25. Z. Y. Zhong, K. Yang, J.R. Lloyd, "Variable property effects in laminar natural convection in a square enclosure", *Journal of Heat Transfer*, vol. 107, pp. 133-138, 1985.
26. M. Modest, "Radiative Heat Transfer (Second Edition)", pp.131-161, 2003.  
A. Bejan, "Advanced Engineering Thermodynamics", pp. 585, 2006.
27. S. Patankar, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", pp. 64, 1980.
28. S. Patankar, D. Spalding, "A calculation procedure for heat, mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 10, pp. 1787-1806, 1972.
29. J. Juarez, J. Hinojosa, J. Xamán, M. Pérez-Tello, "Numerical study of natural convection in an open cavity considering temperature-dependent fluid properties", *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 50, pp. 2184–2197, 2011.

