



**EDUCACIÓN**  
SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO  
NACIONAL DE MÉXICO

# Tecnológico Nacional de México

**Centro Nacional de Investigación  
y Desarrollo Tecnológico**

## Tesis de Doctorado

Estudio Térmico de una Habitación Acoplada con  
una Chimenea Solar

presentada por

**M.C. Carlos Miguel Jiménez Xamán**

como requisito para la obtención del grado de  
**Doctor en Ciencias en Ingeniería Mecánica**

Director de tesis

**Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor**

Codirector de tesis

**Dr. Miguel Angel Gijón Rivera**

**Cuernavaca, Morelos, México. Diciembre de 2019.**





# EDUCACIÓN

SECRETARÍA DE EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO

Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico  
Departamento de Ingeniería Mecánica

"2019, Año del Caudillo del Sur, Emiliano Zapata"

Cuernavaca, Morelos, 02/septiembre/2019

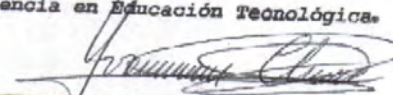
ESC\FORDOC09


## ACEPTACIÓN DEL TRABAJO DE TESIS DOCTORAL

DR. ANDRÉS BLANCO ORTEGA  
JEFE DEPTO. ING. MECÁNICA  
PRESENTE


Los abajo firmantes, miembros del Comité Tutorial de la Tesis Doctoral del Alumno Carlos Miguel Jiménez Xamán, manifiestan que después de haber revisado su trabajo de tesis doctoral titulado "Estudio térmico de una habitación acoplada con una chimenea solar", realizado bajo la dirección del Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor, Co-director Dr. Miguel Ángel Gijón Rivera el trabajo se ACEPTA para proceder a su impresión.

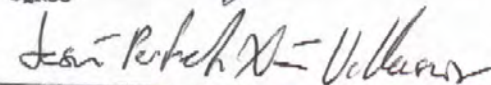
**A T E N T A M E N T E**  
Excelencia en Educación Tecnológica

  
DRA. YVONNE CHÁVEZ CHENA  
CENIDET

  
DR. JESÚS ARCE LANDA  
CENIDET

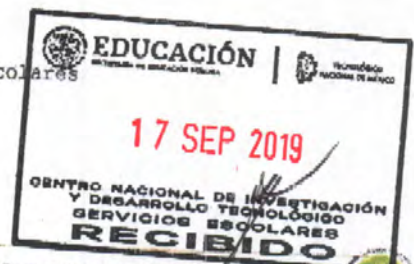
  
DR. JORGE OVIDIO AGUILAR AGUILAR  
UQROO

  
DR. MOISÉS MONTIEL GONZÁLEZ  
UAEM

  
DR. JESÚS PERFECTO XAMÁN VILLASEÑOR  
CENIDET

  
DR. MIGUEL ÁNGEL GIJÓN RIVERA  
(ITESM)

c.c.p: Guadalupe Garrido Rivera Jefa del Departamento de Servicios Escolares  
c.c.p: Gerardo Vicente Guerrero Ramírez Subdirector Académico  
c.c.p: Expediente



Interior Internado Palmira S/N, Col. Palmira, C. P. 62490, Cuernavaca, Morelos.  
Tel. (01) 777 3 62 77 70, ext. 1421, e-mail: [dim@cenidet.edu.mx](mailto:dim@cenidet.edu.mx)



[www.tecnm.mx](http://www.tecnm.mx) | [www.cenidet.edu.mx](http://www.cenidet.edu.mx)









"2019, Año del Caudillo del Sur, Emiliano Zapata"

Cuernavaca, Morelos, 17/septiembre/2019

ESC\FORDOC010

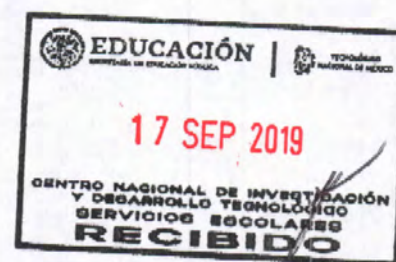
**M.C. CARLOS MIGUEL JIMÉNEZ XAMÁN**  
**CANDIDATO AL GRADO DE DOCTOR**  
**EN CIENCIAS EN INGENIERÍA MECÁNICA**  
**P R E S E N T E**

Después de haber sometido a revisión su trabajo final de tesis titulado "Estudio térmico de una habitación acoplada con una chimenea solar", y habiendo cumplido con todas las indicaciones que el jurado revisor de tesis le hizo, le comunico que se le concede autorización para que proceda a la impresión de la misma, como requisito para la obtención del grado.

**ATENTAMENTE**

*Excelencia en Educación Tecnológica*  
*"Conocimiento y tecnología al servicio de México"*

**DR. ANDRÉS BLANCO ORTEGA**  
**JEFE DEL DEPARTAMENTO**  
**DE INGENIERÍA MECÁNICA**



c.c.p.: Guadalupe Garrido Rivera Jefa del Departamento de Servicios Escolares  
c.c.p.: Expediente.



---

---

## *Dedicatoria:*

A mi esposa **María Fernanda García López “Mary”**, por tu paciencia hacia mi persona y quererme tanto, gracias por el amor que muestras a nuestra pequeña familia.

A mi hijo **Santiago** siendo lo mejor que me pudo brindar la vida, disfrutar de su compañía, eres increíble hijo, siempre te voy Amar y estaré para ti.

A mis padres **Carlos Jiménez** y **Lucina Xamán** gracias por el apoyo que siempre me brindan y las palabras adecuadas para motivarme, los quiero mucho.

A mis hermanos **Wilberth** y **Esme** siempre los recuerdo con mucho cariño, por los buenos momentos que pasamos juntos.

A mis sobrinos **Jemuel**, **Abel**, **Mauro** por provocar una sonrisa en mí, los recuerdo con mucho cariño.

---

---





---

---

# AGRADECIMIENTOS

Deseo Agradecer:

Primeramente, a **ELOHIM** por sus bendiciones, por su invaluable amor y su gran misericordia.

A mi esposa **María Fernanda** gracias por cuidar de nuestro hijo **Santiago** y amarlo tanto.

A mis padres **Carlos** y **Lucina**, sin olvidar a mis hermanos **Wilberth**, **Esmeralda** (ema), **Mauro**, **Elizabeth**, **Jemuel** (jemy) y **Abel** (abelino) gracias por esos momentos divertidos que hemos compartido, gracias por su apoyo y por creer en mi gracias.

Al Dr. **Jesús Perfecto Xamán Villaseñor** gracias por la oportunidad y el apoyo brindado, te estoy profundamente agradecido.

Al Dr. **Miguel Ángel Gijón Rivera** gracias por su amistad y el apoyo brindado cuando se presentaban dudas.

Quiero agradecer a los catedráticos que contribuyeron con mi formación gracias por su amistad, **Dra. Yvonne Chávez**, **Dr. Jesús Arce**, **Dr. Moisés Montiel**, **Dr. Ovidio Aguilar** por ofrecerme comentarios relevantes en la revisión de la tesis.

A mis compañeros del Laboratorio de Modelación Numérica gracias por los momentos alegres y muy locos, **Yessenia**, **Martin**, **Dany**, **Carlos**, **Edgar**, **Samanta**, **Roger**, **Javier**. También a los compañeros de Cenidet, **Saulo**, **Wicho**, **Beni**, **Luis**, **Julio**, **Toño**, **Miguel Che**, **Manuel Salgado**, **Rodolfo**, **Chuy Reyes**, **Antonio Vallarin**.

También aquellos compañeros y amigos que concluyeron su formación y se encuentran laborando en otros estados gracias por su amistad: **Dra. Ivett**, **Dr. Irving**, **Dr. Ivan**, **Dra. Karla**, **Dr. Melo**.

---

---

---

---

Agradezco al **Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (CENIDET)**, por abrir las puertas y la oportunidad de realizar este proyecto, gracias por dejarme ser parte de una gran familia y formarme en esta institución.

Al **Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACYT)** por brindarme el apoyo económico para sostenerme durante el estudio de este doctorado.

---

---

**CONTENIDO**

<b><i>Lista de figuras</i></b>	<b>iv</b>
<b><i>Lista de tablas</i></b>	<b>ix</b>
<b><i>Nomenclatura</i></b>	<b>xi</b>
<b><i>Resumen</i></b>	<b>xv</b>
<b><i>Abstract</i></b>	<b>xvii</b>

**CAPÍTULO 1 INTRODUCCIÓN**

1.1	Ubicación del problema	2
1.2	Revisión bibliográfica	5
	1.2.1 Estudios de chimeneas solares desacopladas	5
	1.2.2 Estudios de chimeneas solares acopladas a una habitación	22
	1.2.3 Conclusión de la revisión bibliográfica	32
1.3	Objetivo general	34
1.4	Objetivo específicos	34
1.5	Alcance	34
1.6	Estructura de tesis	35

**CAPÍTULO 2 MODELO FÍSICO Y MATEMÁTICO**

2.1	Habitación acoplada a una chimenea solar	38
	2.1.1 Modelo físico de una cavidad ventilada	38
	2.1.2 Modelo físico de una chimenea solar	40
2.2	Modelo matemático de convección natural de la cavidad cuadrada ventilada	42
	2.2.1 Condición de frontera del modelo de convección natural	44
2.3	Modelo físico y matemático del muro conductivo	47
2.4	Modelo de intercambio radiativo superficial	48
2.5	Modelo matemático de una chimenea solar de un solo canal (balance de energía global)	49
	2.5.1 Balance de energía en el vidrio: $T_g$	49
	2.5.2 Balance de energía en el fluido: $T_f$	51

2.5.3	Balance de energía en la pared absorbedora: $T_w$	53
-------	---	----

### **CAPÍTULO 3 METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN DEL MODELO MATEMÁTICO**

3.1	Método de solución de las ecuaciones de conservación	60
3.2	Métodos de volúmenes finitos (MVF)	60
3.2.1	Generación de malla ó dominio computacional	61
3.3	Ecuación generalizada de convección-difusión	62
3.3.1	Discretización de la ecuación generalizada de convección-difusión	63
3.4	Esquemas de aproximación numéricos	68
3.5	Algoritmo de acople SIMPLE y SIMPLEC	70
3.5.1	Malla desplazada	70
3.5.1.1	Gradiente de presión	71
3.5.2	Formulación del algoritmo SIMPLE	72
3.6	Condiciones de frontera	79
3.6.1	Condiciones de Dirichlet (Condición de primera clase)	79
3.6.2	Condiciones de Neuman (Condición de segunda clase)	79
3.6.3	Condiciones de Robin (Condición de tercera clase)	80
3.6.4	Condiciones de frontera para la ecuación de presión corregida	81
3.7	Método de solución del sistema de ecuaciones algebraicas	82
3.7.1	Métodos indirectos	83
3.8	Criterio de convergencia	84
3.9	Método de solución de intercambio radiativo	85
3.10	Método de solución para el modelo conductivo	87
3.11	Metodología de solución de la chimenea solar	89
3.12	Procedimiento general del proceso de solución	91

### **CAPÍTULO 4 VERIFICACIÓN DEL CÓDIGO NUMÉRICO IMPLEMENTADO**

4.1	Problemas de Referencia	94
4.1.1	Cavidad cuadrada con pared deslizante	95
4.1.2	Convección natural en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente con flujo laminar	98

4.1.3	Convección natural en una cavidad bidimensional calentada diferencialmente con régimen de flujo turbulento	101
4.1.4	Convección natural en una cavidad cuadrada con una pared vertical opaca	103
4.1.5	Flujo forzado en una cavidad ventilada	105
4.1.6	Convección natural en una cavidad cuadrada en régimen de flujo turbulento con intercambio radiativo superficial	107
4.1.7	Análisis térmico de una chimenea solar de un solo canal	109
4.2	Estudio de independencia de malla	114
4.2.1	Resultados del estudio de independencia de malla	114
 <b>CAPÍTULO 5 RESULTADOS</b>		
5.1	Parámetros de estudio	120
5.2	Resultados del estudio térmico	122
5.2.1	Patrones de flujo	122
5.3	Comparación de las configuraciones	129
5.3.1	Resultados de la comparación	129
5.4	Eficiencia de distribución de temperatura	133
5.5	Análisis térmico e hidrodinámico de la configuración CA-CS	138
5.6	Evaluación térmica de la chimenea solar	147
 <b>CAPITULO 6 CONCLUSIONES</b>		
6.1	Conclusiones	152
6.2	Sugerencias	155
 <b>REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS</b>		157
 <b>APÉNDICE</b>		
<b>A</b>	<b>Condición de frontera de Presión</b>	169
<b>B</b>	<b>Patrón de flujo de la cavidad ventilada (Configuración CA)</b>	179
<b>C</b>	<b>Productos y beneficios obtenidos</b>	187

*Lista de figuras*

<b>Figura</b>	<b>Descripción</b>	<b>Página</b>
1.1	Diseño de la chimenea solar por Isidoro Cabanyes, a) Lamina de la patente francesa de 1906, “motor aero-solaire”, b) Fotografía en la Exposición de Industrias Madrileñas d 1907, Sánchez J. (2014).	3
1.2	Esquema de las configuraciones y operación de la chimenea solar.	4
1.3	Esquema de una fachada doble, cortina de aire exterior (Outdoor Air Curtain, OAC), Alberto et al. (2017).	20
1.4	Configuración de la chimenea solar, a) Canal de vidrio simple (Simple Glass Channel, SGC), b) Canal de pared opaco (Opaque Wall Channel, OWC), c) Canal relleno de espuma de metal poroso (Porous Metal foam filled Channel, PMC), Mkheimer et al. (2017).	20
1.5	El modelo computacional de la habitación y la chimenea solar construido por FDS reportados por Shi y Zhang (2016).	29
2.1	Modelo físico de una cavidad ventilada.	39
2.2	Modelo físico de una chimenea solar de un canal.	40
2.3	Modelo físico de la cavidad ventilada acoplada a una chimenea solar.	41
2.4	Modelo físico de la pared conductora de la cavidad, pared derecha.	47
2.5	Balance de energía en el vidrio.	50
2.6	Balance en el volumen de control.	52
2.7	Modelo físico de la pared absorbadora.	54
3.1	Malla estructurada no uniforme.	62



3.2	Volumen de control sobre una malla bidimensional.	64
3.3	Volumen de control de malla desplazada en 2-D.	71
3.4	Malla centrada 1-D.	72
3.5	Diagrama de flujo del algoritmo SIMPLE(C).	78
3.6	Volumen de control frontera para la ecuación de continuidad.	82
3.7	Diagrama de flujo para el intercambio radiativo en la cavidad.	86
3.8	Diagrama de flujo para la conducción de calor en la pared opaca.	88
3.9	Diagrama de flujo del algoritmo de la chimenea solar (Balance de Energía Global).	90
3.10	Diagrama de flujo para el sistema acoplado.	92
4.1	Modelo físico de la cavidad cuadrada con pared deslizante.	95
4.2	Campo de velocidades para $Re=100$ , a) Isolínea de corriente, b) Perfil de velocidad $u$ , c) Perfil de velocidad $v$ .	96
4.3	Campo de velocidades para $Re=400$ , a) Isolínea de corriente, b) Perfil de velocidad $u$ , c) Perfil de velocidad $v$ .	96
4.4	Componentes de la velocidad en el centro de la cavidad para $Re=100$ y $Re=400$ .	97
4.5	Modelo físico de la cavidad calentada diferencialmente.	98
4.6	Línea de corriente e isotermas para la cavidad calentada diferencialmente para a) $Ra=10^3$ , b) $Ra=10^4$ , c) $Ra=10^5$ , d) $Ra=10^6$ , (presente estudio).	100
4.7	Línea de corriente $\psi$ , isolínea de temperatura $T$ e isolínea de viscosidad	101

	turbulenta $\mu$ , para un $Ra=5 \times 10^{10}$ : a) solución reportada por Henkes-Hoogendorn (1995) y presente estudio.	
<b>4.8</b>	Modelo físico de una cavidad cuadrada con un muro conductor.	103
<b>4.9</b>	Modelo físico de una cavidad ventilada isotérmica.	105
<b>4.10</b>	Líneas de corriente de la cavidad ventilada.	106
<b>4.11</b>	Comparación de la velocidad $u$ con datos experimentales en: a) $x/H=1.0$ , b) $x/H=2.0$ , c) $y/H=0.972$ y d) $y/H=0.028$ .	107
<b>4.12</b>	Cavidad cuadrada calentada diferencialmente con intercambio radiativo.	108
<b>4.13</b>	Modelo físico de la chimenea solar de un solo canal.	109
<b>4.14</b>	Comparación de la temperatura de las componentes de la chimenea solar de un canal ( $H_y=4$ m) con los reportados por Ong (2003).	110
<b>4.15</b>	Comparación del flujo másico ( $\dot{m}$ ) y la eficiencia ( $\eta$ ) de la chimenea solar de un canal ( $H_y=4$ m) con los reportados por Ong (2003).	112
<b>4.16</b>	Comparación de la temperatura de las componentes de la chimenea solar de un canal ( $H_y=2$ m) con los reportados por Ong (2003).	113
<b>4.17</b>	Comparación del flujo másico ( $\dot{m}$ ) y la eficiencia ( $\eta$ ) de la chimenea solar de un canal ( $H_y=2$ m) con los reportados por Ong (2003).	114
<b>4.18</b>	Resultados del perfil de temperatura en dirección- $x$ para diferentes mallas numéricas.	115
<b>4.19</b>	Valores de velocidad de $u$ en $y=1.5$ m para diferente tipo de malla numérica.	117
<b>4.20</b>	Valores de velocidad de $v$ en $x=1.5$ m para diferente tipo de malla numérica.	117

<b>5.1</b>	Isotermas para Mérida, Yucatán para el día más cálido, CA-CS-Warm.	125
<b>5.2</b>	Isotermas para Mérida, Yucatán para el día más frío, CA-CS-Cold.	126
<b>5.3</b>	Líneas de corriente para Mérida, Yucatán para el día más cálido, CA-CS-Warm.	127
<b>5.4</b>	Líneas de corriente para Mérida, Yucatán para el día más cálido, CA-CS-Cold.	128
<b>5.5</b>	Eficiencia de distribución de temperatura para el día cálido y frío para la configuración CA-CS.	134
<b>5.6</b>	Eficiencia de distribución de temperatura para el día cálido y frío para la configuración CA.	134
<b>5.7</b>	Esquema de los puntos al interior de la cavidad para la configuración CA y CA-CS.	135
<b>5.8</b>	Temperatura local de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 8 h.	139
<b>5.9</b>	Temperatura local de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 11 h.	139
<b>5.10</b>	Temperatura local de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 14 h.	140
<b>5.11</b>	Temperatura local de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 8 h.	141
<b>5.12</b>	Temperatura local de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 11 h.	141
<b>5.13</b>	Temperatura local de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 14 h.	142
<b>5.14</b>	Velocidad resultante de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 8 h.	143
<b>5.15</b>	Velocidad resultante de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 11 h.	144
<b>5.16</b>	Velocidad resultante de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 14 h.	144

<b>5.17</b>	Velocidad resultante de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 8 h.	145
<b>5.18</b>	Velocidad resultante de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 11 h.	146
<b>5.19</b>	Velocidad resultante de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 14 h.	146
<b>5.20</b>	Comparación de la temperatura de las componentes de la chimenea solar para el día más cálido a), (CS-Warm) y el día más frío b), (CS-Cold).	147
<b>A.1</b>	Diagrama del movimiento del fluido en una canal.	172
<b>A.2</b>	Esquema de presión en un canal vertical.	176
<b>B.1</b>	Isotermas para Mérida, Yucatán para el día más cálido, CA-Warm.	182
<b>B.2</b>	Isotermas para Mérida, Yucatán para el día más frío, CA-Cold.	183
<b>B.3</b>	Líneas de corriente para Mérida, Yucatán para el día más calido, CA-Warm.	184
<b>B.4</b>	Líneas de corriente para Mérida, Yucatán para el día más frío, CA-Cold.	185

*Lista de tablas*

<b>Tabla</b>	<b>Descripción</b>	<b>Página</b>
2.1	Condiciones de frontera y constantes del modelo de Henkes y Hoogendorn.	44
3.1	Equivalencias de la formulación generalizada.	63
3.2	Función A( Pe ).	70
4.1	Comparación del número de Nusselt y velocidades contra los reportados en la literatura.	99
4.2	Comparación del número de Nusselt, velocidades, temperaturas y energía cinética turbulenta con los reportados en la literatura por Henkes y Hoogendorn (1995).	102
4.3	Comparación del número de Nusselt.	104
4.4	Comparación del número de Nusselt promedio para régimen turbulento.	108
4.5	Comparación cuantitativa de la temperatura (°C) de las componentes de la chimenea solar.	111
4.6	Comparación de la temperatura (°C) de las componentes de la chimenea solar.	112
4.7	Temperatura máxima y promedio en dirección- $x$ .	116
4.8	Valor máximo de las componentes de la velocidad ( $u, v$ ).	116
4.9	Comparación del flujo másico, la eficiencia de distribución de temperatura y el cambio de aire por hora (ACH).	118
5.1	Condiciones climáticas en Mérida, Yucatán (2014).	121

5.2	Valores de cambio de aire por hora, flujo másico y velocidad a la salida de la cavidad para el día más cálido.	131
5.3	Valores de cambio de aire por hora, flujo másico y velocidad a la salida de la cavidad para el día más frío.	132
5.4	Valores de temperatura local para el día más cálido y más frío.	136
5.5	Valores de velocidad resultante local para el día más cálido y más frío.	137
5.6	Comparación cuantitativa de la temperatura (°C) de las componentes de la chimenea solar.	148
5.7	Comparación cuantitativa de la eficiencia térmica y la velocidad de salida de la chimenea solar.	149



*Nomenclatura*

**Simbolo**

**Descripción**

**Latinas**

$a_P, a_E, a_W, a_N, a_S$	Coefficientes de la ecuación discretizada.
$C_p$	Calor específico a presión constante, J/Kg K.
$D_E, D_W, D_N, D_S$	Flujos difusivos, Kg/ (m <sup>2</sup> s).
$D_y$	Altura del elemento diferencial en el canal de la chimenea solar, m.
$F_E, F_W, F_N, F_S$	Flujos convectivos, Kg/ (m <sup>2</sup> s).
$G_{solar}$	Irradiación solar, W/m <sup>2</sup> .
$H_{wl}$	Ancho del muro opaco, m.
$H_x$	Ancho de la cavidad, m.
$H_{xl}$	Ancho de la abertura de salida, m.
$H_y$	Altura de la cavidad, m.
$H_{yl}$	Altura de la abertura de entrada, m.
$H_{yc}$	Altura de la chimenea solar, m.
$H_z$	Largo de la chimenea solar, m.
$h_{conv}$	Coefficiente de transferencia de calor convectivo, W/m <sup>2</sup> K.
$h_{conv_g}$	Coefficiente de transferencia de calor convectivo del vidrio de la chimenea solar, W/m <sup>2</sup> K.
$h_{conv_{wind}}$	Coefficiente de transferencia de calor convectivo (vidrio-temperatura ambiente exterior), W/m <sup>2</sup> K.
$h_{ext}$	Coefficiente de transferencia de calor convectivo al ambiente exterior, W/m <sup>2</sup> K.
$h_{sky}$	Coefficiente de transferencia de calor radiativo (vidrio-temperatura de la bóveda celeste), W/m <sup>2</sup> K.
$h_{rad_{wg}}$	Coefficiente de calor radiativo de la placa absorbadora y el vidrio de la chimenea solar, W/m <sup>2</sup> K.

## Nomenclatura

---

$J_E, J_W, J_N, J_S$	Flujos totales (convectivos + difusivos).
$k_w$	Conductividad térmica de la placa absorbedora, W/m K.
$Nu$	Número de Nusselt.
$\dot{m}$	Flujo másico del aire, kg s <sup>-1</sup> .
$P$	Presión, Pa.
$Pe$	Número de Peclet.
$Pr$	Número de Prandtl.
$q_{abs}$	Flujo de calor absorbido por el muro opaco, W/m.
$q_{abs-w}$	Flujo de calor absorbido por la placa absorbedora de la chimenea solar, W/m <sup>2</sup> .
$q_{abs-g}$	Flujo de calor absorbido por el vidrio de la chimenea solar, W/m <sup>2</sup> .
$q_{conv-ext}$	Flujo de calor convectivo al medio ambiente exterior, W/m <sup>2</sup> .
$q_{conv-int}$	Flujo de calor convectivo al interior de la habitación, W/m <sup>2</sup> .
$q_{conv-fg}$	Flujo de calor convectivo del fluido al interior de la chimenea solar hacia el vidrio, W/m <sup>2</sup> .
$q_{conv-wf}$	Flujo de calor convectivo de la placa absorbedora hacia el fluido al interior de la chimenea solar, W/m <sup>2</sup> .
$q_{conv-w}$	Flujo de calor convectivo de la placa absorbedora de la chimenea solar, W/m <sup>2</sup> .
$q_{conv-wall}$	Flujo de calor conductivo en la pared opaca de la habitación, W/m <sup>2</sup> .
$q_{cond-w}$	Flujo de calor conductivo de la placa absorbedora en la chimenea solar, W/m <sup>2</sup> .
$q_{rad-ext}$	Flujo de calor radiativo al medio ambiente exterior, W/m <sup>2</sup> .
$q_{rad-int}$	Flujo de calor radiativo al interior de la habitación, W/m <sup>2</sup> .
$q_{rad-wg}$	Flujo de calor radiativo proveniente de la placa absorbedora hacia el vidrio de la chimenea solar, W/m <sup>2</sup> .
$R$	Residual.

## Nomenclatura

---

$Rq$	Número de Rayleigh.
$Re$	Número de Reynolds.
$S$	Término fuente de la ecuación discretizada.
$T$	Temperatura, °C.
$T_{amb}$	Temperatura del medio ambiente, °C.
$T_f$	Temperatura del fluido al interior de la chimenea solar, °C.
$T_{f,i}$	Temperatura del fluido que sale de la habitación hacia la chimenea, °C.
$T_{f,o}$	Temperatura del fluido que sale de la chimenea solar, °C.
$T_{int}$	Temperatura del medio ambiente interior, °C.
$T_g$	Temperatura del vidrio, °C.
$T_{sky}$	Temperatura de la bóveda celeste, °C.
$T_w$	Temperatura de la placa absorbadora, °C.
$u$	Velocidad del fluido en dirección horizontal, m/s.
$v$	Velocidad del fluido en dirección vertical, m/s.
$x$	Coordenada en dirección horizontal, m.
$y$	Coordenada en dirección vertical, m.

## Griegas

$\alpha^*$	Absortividad.
$\alpha$	Difusividad térmica.
$\beta$	Coefficiente de expansión térmica, 1/K.
$\Gamma$	Término Difusivo.
$\gamma$	Constante de aproximación de la temperatura.
$\Delta t$	Incremento de tiempo, s.
$\Delta T$	Diferencia de temperatura entre la pared caliente y fría, °C.
$\Delta x$	Espesor de un volumen de control en la dirección $x$ , m.
$\Delta y$	Espesor de un volumen de control en la dirección $y$ , m.

## Nomenclatura

---

$\Delta w$	Espesor de la placa absorbadora de la chimenea solar, m.
$\varepsilon$	Disipación de la energía cinética turbulenta, $m^2s^{-3}$ .
$\varepsilon^*$	Emisividad.
$\eta$	Eficiencia térmica de la chimenea solar.
$\kappa$	Energía cinética turbulenta, $m^2s^{-2}$ .
$\lambda$	Conductividad térmica, W/m K.
$\nu$	Viscosidad Cinética, kg/m s.
$\mu$	Viscosidad Dinámica, kg/m s.
$\rho$	Densidad, $kg/m^3$
$\rho^*$	Reflectancia.
$\sigma$	Constante de Stefan-Boltzmann, $5.669 \times 10^{-8} W/m^2 K^4$ .
$\tau^*$	Transmisividad.
$\varphi$	Variable general ( $u, v, P, T$ ).
$\psi$	Isolínea de corriente.

## Abreviaturas

ACH	Cambio de Aire por Hora.
BEG	Balance de Energía Global.
CFD	Dinámica de Fluidos Computacional.
CS	Chimenea Solar.
MEF	Método de Elemento Finito.
MDF	Método de Diferencias Finitas.
MVF	Método de Volumen Finito.
SIMPLE	Método Semi-Implícito para el Acople de Presión.
SIMPLEC	SIMPLE- Consistent.
TDMA	Algoritmo de Matriz Tridiagonal.
VC	Volumen de Control.

*Resumen*

En la era actual, el consumo de energía es uno de los grandes medidores del progreso y bienestar de una sociedad. La mayor cantidad de energía usada en las edificaciones es a causa de los sistemas de climatización que sirven para obtener un ambiente confortable para los seres humanos. La radiación solar es una de las fuentes de energía renovables con mejores perspectivas para sobrellevar los problemas energéticos actuales. Algunas nuevas tecnologías que aprovechan el uso de la energía solar son los muros con materiales con cambio de fase, las torres de viento, las fachadas dobles, las chimeneas solares y los muros Trombe, entre otros.

En particular un elemento de construcción diseñado para ventilación natural es la chimenea solar. El concepto de una chimenea solar se define como una cavidad alargada ubicada en la parte más soleada de una edificación. Su función principal es remover un volumen de aire en un recinto, con el propósito de ventilar y mejorar la calidad del aire. En este trabajo se presenta el estudio numérico de la transferencia de calor conjugada en el sistema conformado por una habitación acoplada con una chimenea solar. Se realizó un análisis de la habitación con y sin chimenea solar para evaluar la ventilación. Se consideró convección natural en régimen de flujo turbulento, intercambio radiativo superficial y conducción de calor en la habitación. La dimensión de la habitación fue de 3x3 m (alto x ancho), considerando un volumen de 27 m<sup>3</sup>. Mientras que para la chimenea se consideró una altura de 2 m y un espacio de separación entre la placa absorbidora y el vidrio de 0.12 m.

Para la evaluación del sistema se consideraron las condiciones de clima del día más cálido y más frío de la Ciudad de Mérida, Yucatán, en un horario de radiación solar de 7:00 a 17:00 h. Se desarrolló un código numérico a través de una metodología de Balance de Energía Global (Chimenea solar) y la técnica de Volumen Finito (CFD-Habitación) para la modelación del sistema.

Para la modelación se emplearon dos configuraciones, la primera una habitación ventilada definida como configuración CA y la segunda, la habitación acoplada a una chimenea solar descrita como configuración CA-CS. De la comparación de los resultados entre ambas

## ***Resumen***

---

configuraciones se encontró que, para las condiciones del día más cálido y el día más frío, los valores de los ACH obtenidos cumplen con los requerimientos establecidos por la norma ASHRAE 62.1 (2005). De tal manera que el uso de una chimenea solar aumentó el flujo másico hasta en un 44.97% y ACH en un máximo de 44.87% respecto a la habitación que no tiene la chimenea solar.

También se apreció que los valores de temperaturas al interior de la habitación para el día más cálido en ambas configuraciones (CA, CA-CS) no cumplen con el intervalo (22.7 a 27.77°C) establecido por la norma ASHRAE Standard 55. Mientras que, para las condiciones del día frío, para la configuración CA-CS parcialmente sus valores de temperatura caen en el intervalo, principalmente en la zona central de la cavidad y en general a lo largo del día las temperaturas caen en un intervalo de 25 a 32°C.

De la misma manera, los resultados hidrodinámicos mostraron que, para el día cálido la máxima velocidad obtenida para la configuración CA y CA-CS fue de 0.10 y 0.13 m/s, respectivamente; y para el día frío los valores máximos de velocidad fueron de 0.13 (CA) y 0.14 m/s (CA-CS). De acuerdo a la norma ASHRAE Standard 55 establece un valor máximo de velocidad de 0.1 y 0.25 m/s para invierno y verano, respectivamente. Por lo tanto, la velocidad máxima obtenida para el día cálido se encuentra bajo este criterio y mientras que para el día frío se obtienen valores por arriba del criterio establecido en la norma.

En general, con base en los resultados la chimenea solar contribuye a mejorar la ventilación de la habitación.



*Abstract*

In the current age, energy consumption is one of the great gauges of progress and welfare of society. The largest amount of energy used in buildings is due to the air conditioning systems used to obtain a comfortable environment for human beings. Solar radiation is one of the renewable energy sources with the best prospects for coping with current energy problems. Some new technologies that take advantage of the use of solar energy are walls with materials with phase change, wind towers, double facades, solar chimneys and Trombe walls, among others.

In particular, the solar chimney is building element designed for natural ventilation. The concept of solar chimney is defined as an elongated cavity located in the sunniest part of a building, whose main function is to remove a volume of air in an enclosure, with the purpose of ventilating and improving the quality of the air.

In this work the numerical study of conjugated heat transfer in the system formed by a room coupled with a solar chimney is presented. An analysis of the room with and without solar chimney was developed to assessment the ventilation. Natural convection was considered in turbulent flow regime, radiative exchange between surface and heat conduction in the room. The size of the room was 3x3 m (height x width), considering a volume of 27 m<sup>3</sup>. While for the chimney a height of 2 m was considered and a space of separation between the absorber plate and the glass of 0.12 m.

To evaluate the system were set weather conditions of the day warmest and coldest of the city of Merida, Yucatan, for a solar radiation schedule from 7:00. to 17:00 hours. A numerical code was developed using a methodology of Global Energy Balance (Solar Chimney) and the Finite Volume technique (CFD-Room) to model system.

For modeling, two configurations were used, the first configuration was a ventilated room defined as CA configuration and the second configuration was a room coupled to a solar chimney described as CA-CS configuration. A comparison between both configurations was mode for the conditions of the hottest day and the coldest day, the ACH values obtained have a good agreement with the requirements established by the ASHRAE 62.1

(2005) standard. In such a way that the use of a solar chimney increased the mass flow up to 44.97% and ACH in a maximum of 44.87% with respect to the room without solar chimney.

It is also noticed that the values of temperatures into of the room for the warmer day in both configurations (CA, CA-CS) do not have agreement with the range (22.7 to 27.77°C) established by the ASHRAE Standard 55. While for cold weather conditions in the CA-CS configuration, partially the temperature values are the range or internal, mainly in the central area of the cavity. In general, the temperatures values are in the range of 25 to 32°C throughout the day.

In the same way, the hydrodynamic results showed that, for the warm day, the maximum speed obtained for the CA and CA-CS configuration was 0.10 and 0.13 m/s, respectively; and for the cold day the maximum speed values were 0.13 (CA) and 0.14 m/s (CA-CS), while the ASHRAE Standard 55 establishes a maximum speed value of 0.1 and 0.25 m/s for winter and summer, respectively. Therefore, the maximum speed obtained for the warm day is under this criterion and while for the cold day values are obtained above the criterion established in the standard.

In general, based on the results solar chimney contributes to improve the ventilation of the room.

# CAPÍTULO 1

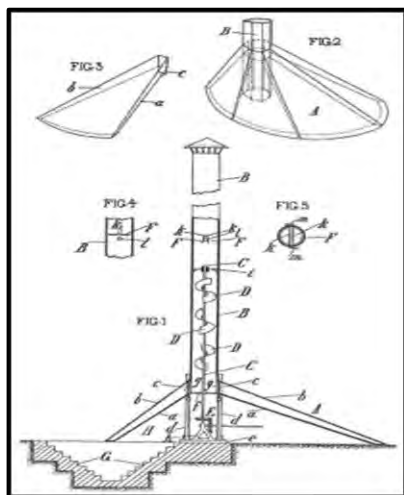
## INTRODUCCIÓN

En este capítulo se muestra la importancia del presente tema de investigación, la revisión bibliográfica, el objetivo y el alcance. En la primera parte se muestra la ubicación del problema, es decir, el problema de ventilación en las edificaciones. Ya que actualmente existe una gran variedad de técnicas para mejorar la ventilación y la eficiencia térmica de las edificaciones con la finalidad de alcanzar un estado de confort térmico, tales como los sistemas pasivos (muro trombe, chimenea solar, torres de viento, fachada dobles, etc.). Estos sistemas son conocidos por su ventaja de uso de las energías renovables comparada con un sistema activo. Este trabajo se centra en la chimenea solar como una opción para mejorar la ventilación en las edificaciones. Por lo tanto, se presenta una revisión bibliográfica de los trabajos de chimeneas solares y en una segunda parte las chimeneas integrados a recintos (cavidades, cuartos, etc.). Finalmente, se presenta el objetivo y el alcance del presente trabajo de investigación.

## 1.1 Ubicación del Problema

Las edificaciones son todas aquellas construcciones realizadas artificialmente con diversos, pero específicos propósitos; estas son obras que se diseñan y planifican en diferentes espacios, tamaños y formas, en la mayoría de los casos para habitarlas o usarlas como espacios de resguardo, las más comunes y difundidas son las edificaciones habitacionales de interés social. La historia ha sido testigo, de que el hombre a lo largo del tiempo en diversas civilizaciones sabía cómo calentar, ventilar, enfriar, iluminar y adecuar su ambiente para obtener condiciones agradables. En la era actual, moderna y tecnológica, el consumo de energía es uno de los grandes medidores del progreso y bienestar de una sociedad. Actualmente, la mayor cantidad de energía usada en las edificaciones es a causa de los sistemas de climatización que sirven para obtener un ambiente confortable para el ser humano. Los sistemas de calefacción, ventilación o aire acondicionado, conlleva al uso excesivo de la energía eléctrica y al aumento de gases contaminantes en el medio ambiente. Por lo tanto, la sociedad ha empleado los recursos disponibles para construir sus viviendas, esforzándose en conseguir el mayor confort posible; el control del clima en el interior de las habitaciones es una de sus preocupaciones y tema de estudio. Para ello, el uso de equipos de acondicionamiento de aire implica un alto costo de operación y mantenimiento. De esta manera surge el concepto de crisis energética, el cual aparece cuando las fuentes de energía de las que se abastece la sociedad se agotan, por mencionar, la fuente de energía fósil no es finita y es inevitable que un determinado momento la demanda no pueda ser abastecida y todo el sistema colapse, salvo que se desarrollen otros nuevos métodos para obtener energía, lo que se conoce como energías alternas. La radiación solar es una de las fuentes de energía renovables con mejores perspectivas para sobrellevar los problemas energéticos actuales, el uso térmico de la radiación solar en los edificios ya ha obtenido buenos resultados (**Monghasemi y Vadiie, 2018**). Hay dos formas de uso de la radiación solar en los edificios: pasivo y activo. Entre los métodos pasivos están los sistemas de ventilación natural, que hacen uso de la radiación solar para generar flujos convectivos que ayudan a la ventilación y la renovación de las áreas habitadas. Los métodos activos son aquellos sistemas que emplean otros dispositivos electromecánicos para recolectar el calor. Algunas nuevas tecnologías que aprovechan el uso de la energía solar son los muros con materiales con cambio de fase, las torres de viento, las fachadas dobles, las chimeneas solares, los

muros Trombe, por mencionar algunos. Un elemento de construcción específicamente diseñado para ventilación natural es la chimenea solar. El primer reporte de una chimenea solar data del año 1903, reportado por el coronel de artillería Isidoro Cabanyes (1814-1915) en la revista “La Energía Eléctrica”, en el cual describe el diseño y las características de la chimenea solar. En la Figura 1.1 se presenta el diseño de la chimenea solar, la cual denominó “Motor Solar”.



a)

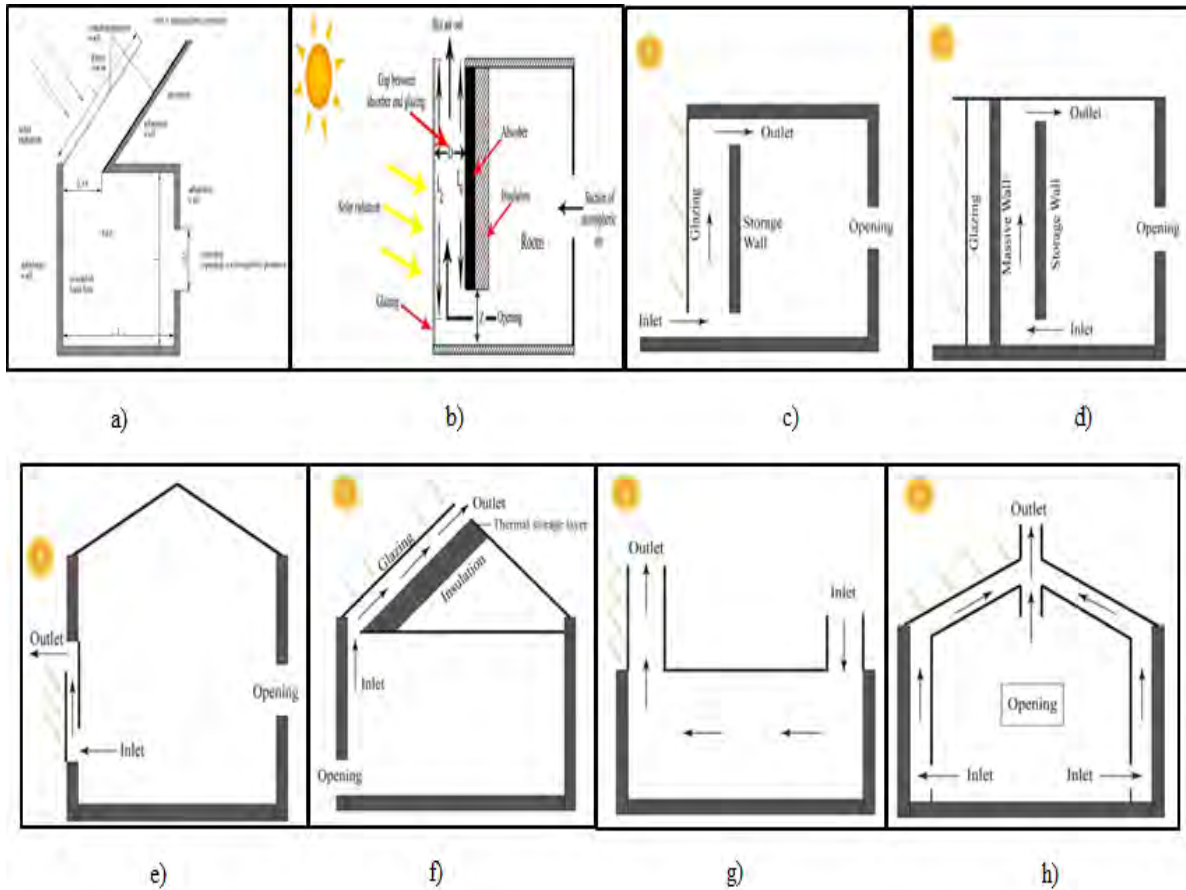


b)

**Figura 1.1.** Diseño de la chimenea solar por Isidoro Cabanyes, a) Lámina de la patente francesa de 1906, “moteur aéro-solaire”. b) Fotografía en la Exposición de Industrias Madrileñas de 1907, Sánchez J. (2014).

Sin embargo, no fue hasta los años 80 que se retomó el concepto de chimenea solar, surgiendo con dos aplicaciones. La primera aplicación práctica de una chimenea solar fue una planta para obtener energía eléctrica, construida en Manzanares, cerca de Madrid, España, la planta funcionó de 1982 a 1989. Y la segunda, las chimeneas solares comenzaron a considerarse como un sistema de ventilación natural para edificios (**Barra y Carratelli, 1979; Bouchair y Fitzgerald, 1988**). En particular para edificaciones el concepto de una chimenea solar se define como una cavidad ventilada alargada, generalmente ubicada en la parte más soleada de una vivienda y/o edificación. Su función principal es la de remover un volumen de aire en un recinto, con el simple propósito de ventilar la vivienda para mejorar la calidad del aire, o bien, con el adicional propósito de generar condiciones de confort, si el aire de entrada a la habitación se pre-acondiciona, ya sea pasiva o activamente. No existe una configuración específica de la chimenea solar,

puede variar dependiendo del autor en la Figura 1.2 se muestran diferentes configuraciones. Las configuraciones se tomaron de los trabajos de a) **Baxevanou y Fidaros (2017)**, b) **Hosien y Selim (2017)**, y c)-h) **Shi et al. (2018)**.



**Figura 1.2.** Esquema de las configuraciones y operación de la chimenea solar.

Por lo tanto, estudiar tanto numérica como experimentalmente el comportamiento de una chimenea solar es solo una parte del problema para determinar el comportamiento térmico y su capacidad de ventilación. Sin embargo, la integración de la chimenea solar a una habitación ha sido escasamente analizado y cuantificado el efecto sobre la distribución de temperatura y el flujo másico producido. De modo que en este trabajo se propone estudiar la transferencia de calor conjugada en el sistema conformado por una “HABITACIÓN ACOPLADA A UNA CHIMENEA SOLAR”. En la cual se propone implementar una metodología entre Balance de Energía Global (Chimenea Solar) y CFD (Cavidad Habitación), para evaluar el comportamiento térmico de la habitación y cuantificar el beneficio de usar un sistema pasivo de ventilación.

## 1.2 Revisión Bibliográfica

Para la elaboración de la revisión de bibliografía fue necesario realizar una clasificación de los estudios encontrados en la literatura. La primera sección cuenta con artículos de chimeneas solares y la segunda sección es de Estudios de acople chimenea solar y cavidad (habitación).

### 1.2.1 Estudios de chimeneas solares desacopladas

En esta sección se describen los trabajos teóricos (incluyendo balance de energía global y dinámica de fluidos computacional) y experimentales, enfocados únicamente a la chimenea solar sin ningún otro sistema.

Unos de los pioneros en desarrollar una metodología para el estudio de una chimenea solar fue **Barra y Carratelli (1979)**, quienes investigaron la convección natural en régimen de flujo laminar, en una chimenea solar y consideraron el sistema en una dimensión a partir del modelo de Trombe-Michel. Los autores consideraron una separación entre las paredes verticales de la chimenea de 0 a 0.3 m para una radiación solar de 700 W/m<sup>2</sup>. Del estudio los autores concluyeron que las condiciones de transición y turbulencia deben ser tratadas, tanto de forma experimental como numérica.

Años más tarde **Bouchair y Fitzgerald (1988)** describieron un estudio numérico unidimensional a través de la técnica Diferencias Finitas para encontrar el azimut óptimo para una chimenea solar en climas cálidos con una latitud 33° N. El objetivo del estudio fue observar el efecto de la orientación sobre la cantidad de energía que recogió la chimenea para una mejor funcionalidad. Los autores reportaron que el almacenamiento de calor de una chimenea solar depende en gran medida de la orientación. También, los autores descubrieron que una chimenea orientada hacia el oeste recibe más energía que una orientada al sur para una latitud de 33 ° N. Esto se debió a que cuanto más se va hacia el sur, más radiación solar se recibe en el este y el oeste y menos en el sur. Por lo tanto, los autores concluyeron que si una chimenea solar se emplea para inducir la ventilación nocturna en un edificio en latitudes bajas, debe ir en una pared oeste.

Una década después **Gan y Riffat (1998)** emplearon la técnica de Dinámica de Fluidos Computacionales (CFD) para realizar el estudio de una chimenea solar para ventilación y

compararon sus resultados con los de un sistema experimental. Las dimensiones del sistema chimenea solar fueron de 2 m de altura, se varió el ancho y la altura de la entrada de la chimenea de 0.1 a 0.15 m y de 0.1 a 0.4 m, respectivamente. Los autores consideraron las paredes del canal como superficies opacas, variando su temperatura de 30 a 60°C. Los autores observaron que la velocidad del flujo incrementa cuando aumenta la temperatura de la pared y cuando el ancho del canal aumenta de 0.1 a 0.2 m, después de este valor la velocidad del flujo disminuye. Se presentó una diferencia porcentual mínima y máxima entre los resultados teóricos y los resultados experimentales de 3.5 y 5.6% para un ancho de la cavidad de 0.3 m con una altura de entrada de aire de 0.1 m.

**Ong y Chow (2003)** analizaron una chimenea solar de 2 x 0.45 m y con diferentes espacios de aire de 0.1, 0.2 y 0.3 m. Los autores aplicaron un método de balance de energía global para predecir el desempeño de una chimenea solar. En los resultados que presentaron los autores obtuvieron velocidades entre 0.25 y 0.39 m/s para intensidades de radiación de 200 hasta 650 W/m<sup>2</sup>. Los autores no observaron circulación de flujo inverso, incluso para el espacio de aire de 0.3 m. La diferencia entre los valores de experimentales y los teóricos fue de 10% en todos los casos.

En ese mismo año, **Kazansky et al. (2003)** realizaron un estudio numérico y experimental sobre la transferencia de calor por convección natural en una chimenea solar. La instalación experimental consistió de una placa calentada de dos hojas de aluminio de 0.0015 m de espesor, 0.15 m de alto y 0.12 m de ancho, entre ellas se colocó un cable calentador que proporciona una potencia máxima de 40.5 W. La sección transversal horizontal interna de la chimenea es un rectángulo de 0.18 x 0.10 m, la altura básica de la chimenea es 2H, donde H = 0.15 m; los experimentos se llevaron a cabo para una chimenea de 2H, 3H, 4H, 5H y 9H. El estudio numérico se llevó a cabo mediante el uso del software FLUENT. Se analizó el efecto de la altura de la chimenea sobre las velocidades de la transferencia de calor en la placa y de la temperatura, así como el campo de flujo dentro de la chimenea. La variación de las velocidades de flujo con la altura de la chimenea mejora la velocidad del flujo de aire, ya que el flujo másico obtenido en los resultados es de 0.63 g/s y alcanza valores de hasta 6 y 7 g/s en una chimenea de 1.35 m de altura.



También, **Dai et al. (2003)** presentaron un estudio enfocado a la evaluación de la ventilación natural durante la noche. A través de la técnica de CFD, se evaluó el efecto de ventilación natural en una edificación. Los parámetros geométricos de la chimenea solar fueron de una altura de 2.5 m, 1 m de ancho y 0.05 m de espacio de aire. La chimenea se consideró con una inclinación de 45° y la cavidad de refrigeración fue de 3 m de altura, 0.2x1 m<sup>2</sup> de área de la sección transversal. Los datos que se utilizaron para la modelación fueron: 600 W/m<sup>2</sup> de irradiación solar y una temperatura interior de 25.6°C. Los resultados mostraron que la velocidad de ventilación durante la noche fue de 180 kg/h, bajo las condiciones dadas, la cual fue como 20% más alto que durante el día.

**Arce et al. (2008)** realizaron un estudio teórico sobre una chimenea solar de uso diurno con doble flujo de aire en posición vertical. La chimenea tiene dimensiones de 2 m de alto, 1 m de ancho y 0.15 m de espesor de canal para ambos flujos de aire. La chimenea solar tiene como elemento principal una placa metálica, la cual está ubicada entre dos cubiertas de vidrio. En este estudio se aplicó el método de balance de energía global para cada elemento de la chimenea, el código numérico implementado se validó con resultados publicados en la literatura. Se observó que las temperaturas aumentan conforme aumenta la longitud de la placa vertical, sin embargo, la eficiencia disminuye a medida que aumenta la longitud de la placa. Las temperaturas máximas obtenidas fueron a una longitud de la placa de 2 m, con los siguientes valores: para la placa metálica de 54°C, para el fluido de 40°C y para la cubierta de vidrio de 32°C. La eficiencia se incrementa de un 11 a un 28% y la velocidad de flujo de masa se incrementa de 0.01 a 0.03 kg/s, en un intervalo de radiación solar de 60 a 500 W/m<sup>2</sup>.

**Sakonidou et al. (2008)** presentaron el estudio teórico-experimental de una chimenea con inclinación y altura variable. Los autores emplearon un balance de energía global (BEG) y el software Fluent para el estudio teórico. La inclinación y la longitud fueron de 30 a 90 ° y 1 a 12 m, respectivamente. La chimenea experimental tuvo dimensiones de 1 m de alto, 0.74 m de ancho y 0.11 m de separación entre vidrio y placa absorbadora. Los resultados mostraron que la velocidad del aire para un flujo de aire máximo, la inclinación de la chimenea varía en un intervalo bastante estrecho entre 65 y 76°. Con respecto a la velocidad del aire, los datos de CFD son más bajos que los datos del modelo de balance de

energía global para las chimeneas de menos de 2 m, pero la situación se revierte para las chimeneas de más de 4 m.

**Zamora y Kaiser (2009)** presentaron un estudio numérico del flujo inducido por efecto de convección natural en el canal de una chimenea solar, variando la separación de canal y diferentes condiciones de calentamiento. Ya que el objetivo principal fue analizar la influencia de la distancia de pared a pared sobre el comportamiento térmico y dinámico del flujo por flotación las paredes fueron consideradas isotérmicas. Se obtuvo una correlación para la razón de aspecto térmico óptimo  $(b/L)_{opt}$ , entre espacio del canal de pared a pared  $(b)$  y la longitud de la chimenea solar  $(L)$ , la cual maximiza el número de Nusselt en las paredes verticales, la geometría de la chimenea solar, para un número de Rayleigh de  $10^5 < Ra_L < 10^{12}$ . Dependiendo de los requisitos del diseño real, las correlaciones y los resultados propuestos en este trabajo, permiten optimizar el espacio entre la placa y pared para maximizar el de flujo másico inducido o la transferencia de calor dentro de la chimenea durante condiciones dadas (condiciones climáticas, temperatura paredes y altura de la chimenea).

**Zamora y Kaiser (2010)** realizaron un estudio numérico para modelar la convección mixta y flujo inducido en una chimenea solar. El flujo convectivo se consideró laminar, de transición o turbulento, dependiendo de la magnitud de las fuerzas de flotación. Los autores determinaron el flujo másico para valores de Rayleigh de  $10^7$  a  $10^{12}$  para condición de calentamiento isotérmico y para números de Rayleigh de  $10^{11}$  a  $10^{15}$  para condición de flujo de calor uniforme, para velocidades del fluido de 0 a 10 m/s. Los autores concluyeron que el viento alcanza velocidades en un intervalo entre 2 y 3 m/s. Se obtuvo una correlación global para el flujo másico, siendo válido para un número de Rayleigh de  $10^7 < Ra_L < 10^{12}$ , para condiciones de calentamiento UWT (Temperatura uniforme de la pared), y un valor de Rayleigh de  $10^{11} < Ra_L < 10^{15}$  para condiciones de calentamiento UHF (flujo de calor uniforme).

**Khanal y Lei (2011)** presentaron una revisión de los estudios de chimenea solar que han tenido lugar en las últimas dos décadas como una estrategia pasiva solar. Una cantidad significativa de trabajos de investigación se han realizado sobre la chimenea solar desde la década de 1990. La revisión se centró en dos áreas principales de investigación, los efectos

de la geometría y el ángulo de inclinación en el funcionamiento de la ventilación en una chimenea solar. Las investigaciones experimentales de chimeneas solares han dominado la literatura existente, sin embargo, la modelación numérica de chimenea solar mediante CFD ha atraído cada vez más atención. Los autores concluyeron que es evidente que una chimenea solar es una excelente estrategia de ventilación pasiva que proporciona confort térmico a los ocupantes. Varias configuraciones de diseño de chimenea solar se han estudiado, sin embargo, la geometría abierta con canal vertical, chimenea vertical unida al edificio y chimenea inclinada han sido las principales configuraciones de diseño utilizados para la mayoría de los estudios de chimeneas solares. El interés por la investigación en chimeneas solares es cada vez mayor, a pesar de la continua investigación, hay afirmaciones contradictorias reportadas en la literatura, lo que indica que la chimenea solar como una estrategia de ventilación no ha sido plenamente comprendida y requiere mayor atención de la investigación.

**Tlatelpa et al. (2012)** realizaron un estudio teórico a través de balances de energía de una chimenea solar con dos canales para obtener el comportamiento térmico. Entre los 2 canales de la chimenea situaron una placa metálica cubierta de pintura negra para absorber la mayor cantidad de radiación solar, con fines de aprovechar la mayor radiación solar. Al medio día la recibe desde una orientación al este, mientras que después del medio día recibe la radiación solar por el oeste. En los resultados, se presentaron el perfil de temperaturas, la eficiencia térmica y la velocidad del flujo másico a través del sistema y encontraron que la máxima eficiencia del sistema es de 50 y 45% para el canal 1 y 2 a las 6 y 13 h, respectivamente. También, se obtuvo una velocidad de flujo másico de 0.08 kg/s.

**Saifi et al. (2012)** realizaron la simulación y el estudio experimental del flujo de aire en chimenea solares para estimar su eficiencia térmica. Las pruebas se realizaron cada 30 min a partir de las 9:00 hasta las 16:00 h. La simulación se realizó a través del uso del simulador CFD Fluent. El estudio se llevó a cabo para encontrar el efecto de inclinación sobre el desempeño de la chimenea solar ya que la chimenea se construyó de manera que la mayoría de las variables, pudieron ser modificadas durante los experimentos como la inclinación de la chimenea y el espacio del aire. Los autores encontraron que el campo de velocidades en la chimenea está influenciado por el ancho del canal y también el ángulo de inclinación de

---

la misma. En el estudio experimental se varió el ángulo de inclinación de 30 a 45° y el espesor de aire situado entre la placa absorbadora y panel (10, 20 y 30 cm). Los autores concluyeron que, en los estudios experimentales, la variación de temperatura entre el absorbador y el panel varió de acuerdo a la incidencia solar, también que el diseño adoptado permite obtener un flujo de aire a la salida de la chimenea conveniente para la ventilación natural. En cuanto a la simulación, se obtuvieron los perfiles de temperatura y velocidad para un número de Rayleigh de  $Ra = 10^9$  y en resumen la variación del espesor del espacio de aire tuvo un efecto importante, ya que aumenta el flujo de aire. Finalmente el ángulo de inclinación óptimo de la chimenea fue de 45°.

Más tarde, **Khanal y Lei (2012)** presentaron un estudio numérico del efecto de la flotación en flujos reversibles en una chimenea solar. Con el fin de suprimir el flujo inverso y mejorar la ventilación, se propuso un nuevo diseño con una pared inclinada para mejorar la ventilación en una chimenea solar, al reducir el flujo reversible. Los autores realizaron dos simulaciones, en la primera la realizaron para un número de Rayleigh de  $10^9 < Ra < 10^{11}$  y en la segunda simulación consideraron la configuración de la chimenea solar con una pared inclinada, es decir la pared semitransparente de la chimenea puede inclinarse hacia la pared absorbadora, el ángulo de inclinación se varió de 0 a 6° (respecto a la posición vertical). Se observó que cuando la pared tiene un ángulo de inclinación de 5°, aumentó el flujo másico en la salida de la chimenea. Por último, los autores concluyeron que el diseño de chimenea con la pared inclinada, mejora la ventilación en forma significativa en comparación con la configuración de la pared vertical, ya que la mejora consigue suprimir el flujo reversible.

**Quesada et al. (2012)** realizaron una revisión de fachadas solares, los autores presentaron los estudios más relevantes durante la primera década de este siglo, especialmente las fachadas solares opacas en todo el mundo. La literatura revisada se separó en estudios teóricos y experimentales, estudios de desarrollo, estudios de viabilidad y aplicaciones, facilitando de este modo cualquier revisión de la literatura futura destinada a ser realizada sobre el tema. Los estudios revisados fueron agrupados en los cinco sistemas siguientes: solar térmica, fotovoltaica integrada en el edificio, pared de almacenamiento térmico de construcción integrada y chimenea solar. La tecnología solar térmica integrada en edificios sin duda presentó un gran interés, ya que es una tecnología relativamente simple, aunque

aún no ha sido optimizado plenamente. En lo que respecta a resultados, ha sido demostrado que todas estas tecnologías son prometedoras. Sin embargo, se necesitan más estudios para llevarlos a su rendimiento óptimo, sólo la pared de almacenamiento térmico y sus variantes logro este punto.

En ese mismo año **Amori y Mohammed (2012)** estudiaron numérica y experimentalmente la transferencia de calor y flujo de fluido en una chimenea solar con material de cambio de fase, variando la posición de la apertura de entrada del aire. Se apreció el efecto de usar un material de cambio de fase (parafina), para un ángulo de inclinación en la chimenea solar (75°). La simulación numérica fue llevada a cabo a través del código comercial FLUENT. Los autores concluyeron que la entrada de aire por un lado presentó el mejor comportamiento térmico. La máxima eficiencia obtenida para una chimenea solar vertical con entrada de aire por un lado fue de 65.84% y la máxima eficiencia para una chimenea inclinada fue de 53.35%. Los autores concluyeron que el uso de un material de cambio de fase prolonga la ventilación en ausencia del sol; donde la energía almacenada fue de 5016 W de 8:00 a.m. a 13:00 p.m., y la energía descargada fue de 4954.4 W de 13:00 p.m. a 22:00 p.m.

**Liu y Su (2012)** presentaron un estudio teórico-numérico de ventilación natural en un sistema de chimenea solar. Durante el estudio los autores propusieron un modelo matemático unidimensional en diferencias finitas, para predecir el caudal másico de aire en la chimenea solar. También, se consideró la resistencia térmica y la inercia térmica tanto de la cubierta de vidrio como de la pared absorbente. La altura de la chimenea solar fue de 2 m y su ancho fue de 0.45 m. La profundidad del canal se varió entre 0.1 m y 0.3 m. Los resultados mostraron que los valores máximos del flujo másico de aire y de temperatura ocurrieron a las 2:00 pm, para 0.1 m de profundidad del canal y fue de 0.021 kg/s y 41.2°C, respectivamente. Por lo tanto, los autores concluyeron que el flujo másico de aire aumentó notablemente con el incremento de la profundidad del canal cuando la radiación solar es más alta (11:00 am a 3:00 pm).

**Arce et al. (2013)** realizaron un estudio teórico sobre una chimenea solar instalada en un edificio de España. Las dimensiones del canal de la chimenea solar fueron de 1.95 m de alto, 1.70 m de ancho y 0.24 m de profundidad. En la parte posterior de la chimenea solar

---

se encuentra la placa metálica que funciona como absorbidora de calor solar y se encuentra adjunta a una pared de concreto; al frente de la chimenea se encuentra una cubierta de vidrio. Para cada elemento de la chimenea solar se resolvieron numéricamente las ecuaciones de balance de energía en estado permanente. El análisis se llevó a cabo con los datos meteorológicos de 27 de Junio de 2009; donde se tomaron los valores promedio de  $v_{ext}=2.3$  m/s,  $T_{ext}= 30.8$  °C y  $T_{int}= 26.9$  °C, se tomaron varios valores de la irradiación solar de 100 a 700 W/m<sup>2</sup> en intervalos de 100 W/m<sup>2</sup>. Los resultados mostraron que cuando la irradiación solar aumenta de 100 a 700 W/m<sup>2</sup> la eficiencia instantánea del sistema varía desde 28 a 37%; también, algo similar sucede con la velocidad de flujo volumétrico, que incrementa de 61 a 147 m<sup>3</sup>/h.

**Person et al. (2013)** realizaron un estudio experimental de la convección natural en una chimenea solar con una sección transversal trapezoidal. Los experimentos se desarrollaron en cuatro días diferentes y variaron la temperatura dentro del laboratorio en un intervalo de 19 a 22.3°C. La chimenea solar estuvo formada por una placa absorbidora de altura 2.3 m y la sección transversal tenía una base de 0.208 m, una altura de 0.036 m y la parte superior era de 0.072 m. Los autores observaron de los resultados que, con un flujo de calor igual a 500 W/m<sup>2</sup> un recinto tendría un flujo volumétrico de 7.85 m<sup>3</sup>/h, dando como resultado 5.2 cambios de aire por hora dentro del contenedor. Se concluyó que la chimenea solar funciona para flujos de calor bajos y también se encontró un aumento del flujo de aire respecto al flujo de calor impuesto.

**Li y Liu (2014)** realizaron un estudio sobre el comportamiento térmico de una chimenea solar con material de cambio de fase (PCM), el modelo numérico se basa en el método de capacidad calorífica eficaz y el método de diferencias finitas. El modelo numérico fue validado con datos experimentales que se realizaron en condiciones de laboratorio con diferentes valores de flujo de calor de 500, 600 y 700 W/m<sup>2</sup>. Al término del proceso de carga la temperatura simulada del PCM es 0.6 y 0.5°C diferente de la temperatura real para 600 y 500 W/m<sup>2</sup>, respectivamente. El modelo predice con mejor precisión la temperatura de la superficie de la placa absorbidora durante el proceso de descarga. Los autores concluyeron que con la sobre carga o con una ligera carga en el sistema tiene un ligero

efecto sobre el desempeño del sistema; cuando el flujo de calor disminuye aún más el desempeño del sistema se deteriora bruscamente.

**de la Torre y Yousif (2014)** realizaron una evaluación a través de la dinámica de fluidos computacional para estudiar la eficacia de la ventilación natural que produce el uso de una chimenea solar para las condiciones climáticas de verano e invierno. En los resultados los autores reportaron que, en verano la distribución de la presión tiene una diferencia entre el nivel superior e inferior de la chimenea, ya que la presión aumenta y expulsa el aire caliente fuera de las ventanas. En invierno, a medida que el aire caliente sube y gira en sentido anti-horario, permitió que el aire con menor temperatura se mezcle con el flujo de aire caliente ascendente, lo cual es una opción útil para renovar el aire viciado y sin enfriamiento excesivo en la edificación. La temperatura máxima alcanzada fue de alrededor de 25°C. Los resultados mostraron que la temperatura del aire aumenta a una altura aproximadamente de 10 m. Los autores concluyeron que en verano la ventilación natural no es suficiente para enfriar el edificio, por lo que una estrategia sería hacer uso de la ventilación nocturna para enfriamiento, mientras se necesitará ventilación forzada al mediodía.

**Imran et al. (2015)** presentaron un estudio de flujo inducido para ventilación y enfriamiento a través de un sistema de chimenea solar, los autores propusieron un modelo numérico y experimental en 2D de una chimenea solar, la cual tenía dimensiones de 2x2 m<sup>2</sup> y tres canales de aire con espesor de 0.05, 0.1 y 0.15 m. Los autores variaron los ángulos de inclinación de la chimenea entre 15 y 60° para una incidencia solar de 150 y 170 W/m<sup>2</sup>. Por lo tanto, los parámetros que afectan al rendimiento de una chimenea son; ángulo de inclinación, el espesor del canal de aire y la incidencia solar. También, se observó el efecto de la radiación solar incidente sobre la velocidad del flujo de aire y la distribución de la temperatura dentro de la chimenea. A partir de los resultados, se demostró que el ángulo óptimo de inclinación de la chimenea solar fue de 60° para obtener la velocidad máxima de ventilación, la velocidad máxima del aire fue de 0.8 m/s, para un espacio de aire de 0.05 m de espesor. La corriente de aire inducida por la chimenea solar se puede utilizar para la ventilación y refrigeración de una manera natural (pasivo), sin ninguna ayuda mecánica. Los autores concluyeron que la velocidad del aire aumentó con los incrementos en el flujo

---

de calor solar y el ángulo de inclinación, pero disminuyó con el incremento en el espesor del espacio de aire.

**Khanal y Lei (2015)** reportaron un estudio numérico en 2D sobre el efecto de la convección natural en una chimenea solar para ventilación. Los autores emplearon el modelo  $\kappa - \varepsilon$  para la modelación de la turbulencia, también se usaron valores del número de Rayleigh en un intervalo de  $1.36 \times 10^{13} \leq Ra \leq 1.36 \times 10^{16}$  y el ángulo de inclinación de la pared varió de 0 a 6°. Para el análisis de la chimenea acoplada a una habitación, los autores realizaron dos pruebas, en la primera prueba se empleó una chimenea autónoma (independiente) y en la segunda prueba emplearon una chimenea solar adjunta a la habitación. En los resultados, se observó que la energía cinética turbulenta y su disipación disminuyeron con el incremento de la inclinación de la pared. El ángulo óptimo de inclinación fue de 4°. Finalmente, los autores recomendaron el uso del modelo de la chimenea solar adjunto para evaluar el rendimiento del sistema bajo condiciones reales.

**Liu y Li (2015)** realizaron un estudio numérico para determinar el desempeño térmico de una chimenea solar con material de cambio de fase (PCM) evaluando el efecto de siete parámetros de diseño y operación sobre el tiempo de fusión y solidificación, la velocidad de flujo de aire, la diferencia de la temperatura del aire a la entrada y salida y la temperatura de la superficie de la pared absorbadora. La chimenea solar experimental para validar los resultados, consiste en un canal de aire con dimensiones de 2 m de alto, 1 m de ancho y 0.2 m de espacio de aire, la abertura de entrada y salida son de 1 m de ancho y 0.2 m de alto. Se usó un contenedor rectangular de acero inoxidable para PCM de dimensiones 1 m ancho por 1.6 m de alto y 0.04 m de profundidad; el cual contenía 50 kg de cera de parafina RT42 de marca Rubitherm. Los autores concluyeron que mientras más alto es el valor del calor latente de fusión, más lento es el proceso de fusión/solidificación; cuando el valor de flujo de calor incrementa de 600 a 800 W/m<sup>2</sup>, el tiempo de fusión se reduce por 36.4% mientras que el tiempo de solidificación incrementa 20%. Cuando la temperatura del aire de entrada disminuye desde 25 a 15°C, el tiempo de solidificación se reduce en 39% y la diferencia de temperatura aumenta 27.8%; por último, al incrementar la conductividad térmica de la placa absorbadora de 10 a 401 W/m °C, el tiempo de fusión solo se reduce en 8% y el tiempo de solidificación apenas es afectado.



**Jing et al. (2015)** realizaron un estudio experimental para determinar la velocidad del flujo de aire en una chimenea solar con diferentes razones de aspecto (espacio de aire-altura). El diseño experimental está compuesto por las siguientes dimensiones: 2 m de alto, 1 m ancho, la abertura de entrada de la chimenea se colocó a 0.7 m por encima del piso. Los experimentos fueron realizados para espacio de aire de 0.4, 0.7, 1.0 y 1.2 m, para los cuales se realizó con un flujo de calor uniforme en la pared de 200, 300 y 400 W/m<sup>2</sup>, respectivamente. Los autores observaron que la velocidad del aire cerca de la pared caliente es mayor que en el centro de la chimenea y a los 0.1 m de la pared calentada la velocidad del aire disminuye en la capa límite de velocidad.

Años más tarde, **Bin et al. (2015)** desarrollaron un proyecto experimental en una chimenea solar con material de cambio de fase (PCM), los autores variaron el espesor del PCM y analizaron la brecha de aire, la distribución de la velocidad, y la distribución de la temperatura en ambos lados del PCM. El experimento estaba compuesto por una pared transparente y una pared superpuesta de yeso de 0.0095 m. El PCM fue un compuesto Na<sub>2</sub>CO<sub>3</sub>10H<sub>2</sub>O con una temperatura de fusión de 34°C, y se varió el espesor en 0.01, 0.015, 0.02 m respectivamente. Los resultados mostraron que, al inicio del proceso de calentamiento, los valores de la velocidad media del aire, el flujo de masa de aire y el calor ganado por el aire aumentaron rápidamente y después se mantuvieron estables, cuando alcanzaron el espesor máximo de 0.02 m.

**Duan et al. (2015)** presentaron un estudio teórico-numérico de flujos transitorios en una chimenea solar y un ventilador, con el objetivo de analizar y cuantificar el impacto de la intensidad de la radiación solar, la altura de la chimenea solar y la velocidad de ventilación mecánica. Los autores observaron que al incrementar la radiación solar de 0 a 650 W/m<sup>2</sup> la tasa de ventilación se incrementó en un 28.7% y que cuando la altura de la chimenea solar aumentó a 3 m y la intensidad solar se mantiene a 650 W/m<sup>2</sup> y la tasa de ventilación solo se incrementa un 15%. Por último, observaron un aumento en la altura de la interfaz (límite entre la zona fría y caliente) y la tasa de ventilación natural cuando aumentó la intensidad de la radiación solar y la altura de la chimenea.

**Dutkowski y Piatkowski (2015)** elaboraron una investigación experimental sobre la eficiencia térmica de un prototipo de colector solar pasivo. Los autores determinaron las

variaciones de temperatura de la superficie del absorbedor, el aumento de la temperatura del aire, la potencia térmica del colector y la eficiencia del colector. El colector constó de una carcasa de aluminio con dimensiones de 1.04 m (ancho), 2.08 m (altura), 0.18 m (espesor). La entrada y la salida del colector eran de diámetro 0.11 m y 0.13 m respectivamente y de longitud de 0.5 m. El prototipo de colector de aire solar tuvo una cubierta hecha de policarbonato de grosor 0.005 m. Se observó que, con una irradiación máxima, la velocidad del aire fue 1m/s, el caudal volumétrico del aire de 28 m<sup>3</sup>/h y la transferencia de calor y la eficiencia térmica correspondientes fueron de 270 W y 41%, respectivamente.

**Chae y Chung (2015)** realizaron un estudio experimental y numérico (FLUENT) de los efectos de transferencia de calor y masa de una chimenea solar. Los autores emplearon ácido sulfúrico y sulfato de cobre para el experimento de transferencia de masa (0.1 a 1.5 mol). Las dimensiones de la chimenea para el experimento fueron de una altura de 0 a 1 m y el diámetro se fijó a 0.032 m. Para la simulación los autores variaron el diámetro de la chimenea en un intervalo de 0.01 a 0.032 m y la altura de 0.07 a 2.07 m. En los resultados experimentales, se observaron que el aumento de la altura del ducto ayudó a la aceleración del fluido por flotación y mejoró las tasas de transferencia de calor. Sin embargo, para las longitudes de pared calentadas de 0.07 y 0.20 m, el aumento relativo de la tasa de transferencia de calor para una chimenea de 1.0 m en comparación con los casos sin chimenea fue solo del 3.8 y del 4.0%, respectivamente.

Un año más tarde **Zavala (2016)** realizó el estudio teórico de la transferencia de calor conjugada en una chimenea solar con doble canal de aire para uso diurno. El estudio lo realizó a través del Método de Volumen Finito y un método de radiación neta para resolver el intercambio en los canales, empleo un modelo  $\kappa - \omega$  (k-omega) para la solución del fluido en régimen turbulento. Se realizó un estudio paramétrico de la chimenea solar variando la altura de 1.5 a 2.0 m con incrementos de 0.1 m, el ancho de los canales de 0.05 a 0.2 m con incrementos de 0.025 m, y la radiación incidente de 0 a 700 W/m<sup>2</sup> con incrementos de 100 W/m<sup>2</sup>. De acuerdo al estudio paramétrico se concluyó que la configuración óptima para evaluar la chimenea solar con doble canal bajo condiciones de clima real fue de: 2 m de altura y 0.125 m de ancho en cada canal. Se establecieron las

correlaciones para el flujo volumétrico y la eficiencia térmica de la chimenea en función de la radiación solar incidente total, la temperatura del aire ambiente y la velocidad del aire exterior.

**Asadi et al. (2016)** presentaron un estudio para determinar el efecto de la tasa de ventilación en el diseño de una chimenea solar. Los autores variaron la ubicación de la chimenea solar (sur, oeste-sur y este-sur) en una edificación. Se emplearon 7 modelos diferentes para la simulación a través del software EnergyPlus. El modelo 1: chimenea solar en el sur, modelo 2: chimenea solar conectada al suroeste, modelo 3: chimenea solar conectada al sureste de la construcción, modelo 4: chimenea solar en el centro del plan en el canal vertical, modelo 5: chimenea solar sin pared en el centro, modelo 6: chimenea solar sin pared conectado al sur del edificio y modelo 7: chimenea solar conectada al sur de edificio con radiación desde un lado. Los autores observaron que el caudal volumétrico de aire en el tercer modelo ( $1.11 \text{ m}^3/\text{s}$ ) es mayor debido a la absorción de una mayor radiación solar y por la tarde el rendimiento del segundo modelo ( $1.17 \text{ m}^3/\text{s}$ ) es mejor. Los resultados muestran que la localización de chimenea solar en la parte este-sur del edificio proporciona una velocidad máxima de ventilación debido a la radiación máxima y la pared de absorción.

**Ghulamchi et al. (2016)** realizaron un estudio experimental para determinar el comportamiento térmico de una chimenea solar con diferentes parámetros dimensionales. El sistema consiste de una chimenea de 3 m de altura y un colector con un diámetro de 3 m. Los autores analizaron el material absorbente (aluminio o hierro) y las dimensiones geométricas. Los resultados reportados mostraron que la distancia óptima de la entrada del colector es de 0.06 m, para un diámetro de la chimenea y una altura de 0.1 m y 3 m, respectivamente, ya que la velocidad máxima del fluido en la entrada de la chimenea fue de 1.7 m/s. El material absorbente que permite con eficacia la transferencia de calor es el aluminio ya que la diferencia máxima de temperatura entre el fluido y el colector fue de  $27^\circ\text{C}$ . Los autores concluyeron que el diámetro de la chimenea es el parámetro geométrico de mayor influencia en el comportamiento de la chimenea solar. Mientras que la altura de la chimenea tiene un intervalo óptimo, por lo tanto, la reducción o el aumento causan el efecto negativo en el rendimiento de la chimenea solar.

**Li et al. (2016)** presentaron un análisis experimental para la aplicación de potenciadores de conductividad térmica (ECT) en una chimenea solar con almacenamiento de energía. Los autores emplearon 4 tipos de ECT: Vertical (VF), Horizontal (HF), Honeycomb structure (HCS) y Square Cell structure (SCS). Los resultados experimentales mostraron que el VF, HF, HCS, SCS reducen el tiempo de fusión en un 8, 12, 14.5 y 16% respectivamente, en comparación con el PCM. Y la eficiencia de los potenciadores VF, HF, HCS y SCS para mejorar la velocidad de solidificación fue de 11, 10, 12, y 8% respectivamente, sobre la muestra de PCM. Los autores concluyen que la fracción de volumen no es un factor importante que controle el comportamiento de la transferencia de calor, en el proceso de fusión a solidificación.

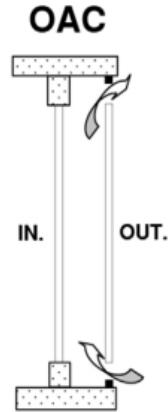
**Saleem et al. (2016)** reportaron un estudio numérico para alcanzar la tasa de ventilación de las viviendas mediante la incorporación de una chimenea solar ( $1.4 \times 0.6 \times 0.2 \text{ m}^3$  y  $45^\circ$  de inclinación), en régimen de flujo turbulento y en estado permanente a través del software ENERGYPLUS, para un clima cálido-árido. Los resultados mostraron que el caudal óptimo se encuentra en un intervalo de  $0.019\text{-}0.033 \text{ m}^3/\text{s}$  durante el día. También, se reportó que la desviación media de la validación es de 8.97% y concluyeron que la chimenea solar con las dimensiones propuestas proporciona un 88.2% de eficiencia y que por lo tanto la chimenea solar propuesta puede aplicar con éxito en clima caliente-árido para obtener el flujo de aire óptimo para ventilar edificaciones.

**Sudprasert et al. (2016)** presentaron un estudio numérico de una chimenea solar con aire húmedo para clima cálido y húmedo. Los autores construyeron modelos numéricos para simular la transferencia de calor y el flujo de fluido de aire seco y aire húmedo con una humedad relativa del 30-80%. Los resultados mostraron que al comparar el rendimiento del flujo de aire con una chimenea con aire seco fue de 15.4 a 26.2% menos y la temperatura del aire fue mayor para una chimenea solar con aire húmedo. También observaron que el aumento de la fracción de masa en la mezcla aire-vapor redujo la velocidad del aire en las aberturas de entrada y salida en un 26 y 15.6%, respectivamente. Los autores concluyeron que el vapor de agua debe ser considerado en la aplicación de una chimenea solar en un ambiente húmedo caliente y para aumentar el flujo hacia arriba y evitar el flujo hacia atrás

en la habitación, recomendaron pequeñas alturas de apertura, tales como  $h/L = 0,25$ , para chimeneas solares usadas con aire húmedo.

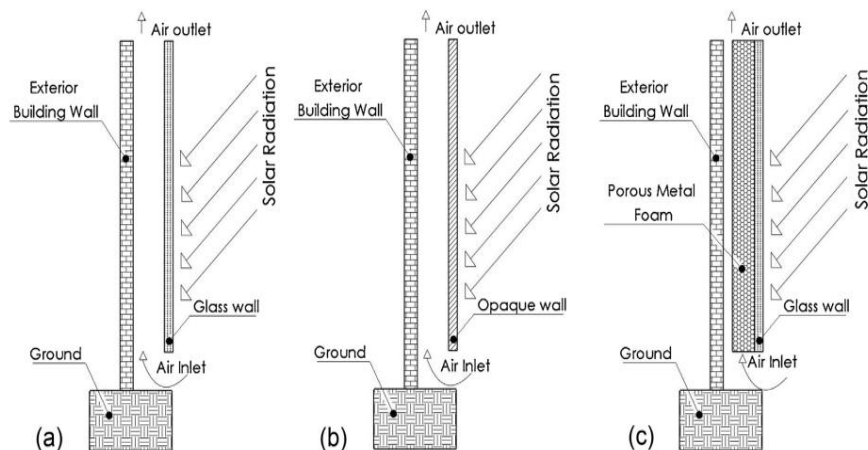
**Zhang y Hong (2016)** reportaron un modelo analítico (balance de energía global) basado en la capa límite térmica para el flujo de aire en chimeneas solares. Los autores validaron el modelo empleando 6 datos experimentales reportados en la literatura. El primer conjunto de datos fue del experimento de una chimenea solar de dimensiones 2.6 m de alto y 1.2 m de ancho. El segundo tuvo dimensiones de 6.5 m de alto y 1.64 m de ancho y consideraron un canal de aire de 0.23 m. El tercer experimento fue una chimenea solar que tuvo una altura de 1.5 m y ancho de 0.62 m y el espesor del canal de aire se varió de 0.1 a 0.6 m. El cuarto conjunto de datos fue de experimentos con una chimenea de 1.025 m de altura y 0.925 m de ancho. El quinto y el sexto conjunto de datos fue de una chimenea de  $1 \times 1 \text{ m}^2$  (alto  $\times$  ancho), con un vidrio de 0.004 m de espesor, respectivamente. Los resultados mostraron que las comparaciones son consistentes con los calculados del tercer experimento, el modelo de balance de energía funcionó mejor con una diferencia inferior al 10%. Los autores concluyeron que la solución se puede resolver fácilmente con un proceso de iteración rápido. Por lo tanto, es fácil incorporar dicho modelo en otros programas de construcción. Los resultados muestran que el modelo de pluma superó a los modelos analíticos existentes.

Poco después, **Alberto et al. (2017)** expusieron un estudio paramétrico para evaluar el impacto de las fachadas dobles en el rendimiento energético de las edificaciones. El estudio se basó en simulaciones numéricas usando DesignBuilder / EnergyPlus. El volumen de la edificación fue  $1200 \text{ m}^3$  y los autores presentaron 5 configuraciones diferentes para la simulación de las fachadas dobles. Los resultados mostraron que la configuración eficiente fue la fachada denominada cortina de aire exterior (Outdoor Air Curtain OAC) presentada en la Figura 1.3, ya que presentó un 30% menos de demanda de energía relacionada con HVAC (Heating Ventilating and Air Conditioning). Los autores concluyeron que, para un clima templado del sur de Europa, las fachadas dobles pueden provocar problemas de sobrecalentamiento. Los resultados indicaron que la principal preocupación es la reducción de la carga de enfriamiento.



**Figura 1.3.** Esquema de una fachada doble, cortina de aire exterior (Outdoor Air Curtain, OAC), Alberto et al. (2017).

Por otra parte, **Mokheimer et al. (2017)** presentaron un novedoso diseño de chimenea solar para la reducción de la carga de enfriamiento. Los autores emplearon 3 configuraciones (ver Figura 1.4) para realizar las simulaciones numéricas (ANSYS-FLUENT), Canal de vidrio simple (Simple Glass Channel, SGC), Canal de pared opaco (Opaque Wall Channel, OWC), Canal relleno de espuma de metal poroso (Porous Metal foam filled Channel, PMC). Los resultados mostraron que la configuración que tuvo la espuma porosa, provocó una reducción en la carga de enfriamiento del edificio en un 67.8 a 78.57%. Dando como resultado una reducción de la carga de enfriamiento eléctrica de aproximadamente 28%.



**Figura 1.4.** Configuración de la chimenea solar, a) Canal de vidrio simple (Simple Glass Channel, SGC), b) Canal de pared opaco (Opaque Wall Channel, OWC), c) Canal relleno de espuma de metal poroso (Porous Metal foam filled Channel, PMC), Mokheimer et al. (2017).

En ese mismo año, **Kimouche et al. (2017)** expusieron el efecto del ángulo de inclinación de un canal, la aplicación fue el diseño de una fachada doble. Los autores emplearon el software ANSYS-FLUENT para realizar la simulación para diferentes ángulos de inclinación ( $2^\circ$ ,  $-2^\circ$ ,  $6^\circ$ ,  $-6^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $-10^\circ$ ), para un número de Rayleigh de  $4.5 \times 10^6$ . Los resultados mostraron que la variación del ángulo reduce la transferencia de calor de manera limitada, también encontraron que la velocidad máxima de la transferencia de calor y el flujo máximo correspondió para el caso del canal vertical de  $0^\circ$  y para el caso  $-2^\circ$ . Una inclinación  $-10^\circ$  permitió un flujo de ventilación convexo con alta eficiencia.

También **Vargas (2017)** presentó el estudio de una chimenea solar (CS) con material de cambio de fase para ventilación en estado transitorio. El autor realizó el estudio mediante la técnica de volumen finito, considerando transferencia de calor conjugada, en 2-D. El autor evaluó el desempeño de la chimenea solar y comparó tres configuraciones de placa absorbadora, a) CS con placa absorbadora térmicamente ligera (cobre), b) CS con un material de cambio de fase y c) CS con una placa absorbadora térmicamente pesada (concreto). Los resultados mostraron que la eficiencia de la chimenea solar oscila entre 20 a 45% en todas las configuraciones aumentando conforme la radiación solar incidente incrementa.

**Liu y Lu (2017)** efectuaron el estudio de una chimenea solar con material de cambio de fase (PCM) a través de la metodología de balance de energía global. El sistema consistió en una cubierta acristalada, un canal de aire, una placa de absorción, un contenedor PCM y dos aberturas. Los autores consideraron dos modos de funcionamiento diferentes del sistema propuesto: (1) Modo cerrado: la chimenea está cerrada durante el día para maximizar el uso de la energía solar. (2) Modo abierto: cuando se requiere calentamiento, la chimenea está abierta para luego producir el flujo de aire. Los resultados mostraron que el calor específico del PCM afecta la forma en que el calor sensible contribuye al proceso de fusión/congelación. El promedio de flujo másico y la diferencia de temperatura del aire aumentan de 0.033 a 0.038 kg/s y de  $1.5$  a  $2^\circ\text{C}$ , cuando la conductividad térmica del PCM aumenta de 0.2 a  $0.6 \text{ W/m}^\circ\text{C}$ .

**Hosseini et al. (2017)** realizaron un estudio numérico tridimensional de una chimenea solar con aletas rectangulares en la placa absorbadora, en régimen de flujo turbulento y en estado

permanente. Por otro lado, los resultados describieron que debido a la mayor transferencia de calor por convección, aumenta la fuerza de flotación que puede superar la fuerza de fricción y mejoró la eficiencia térmica y el flujo másico en 14 y 7% en la chimenea solar con aletas, respectivamente. Los autores concluyeron que utilizar aletas discontinuas con espacios de interrupción apropiados puede mejorar el rendimiento de la chimenea solar en comparación con aletas continuas.

**Rattanongphisat et al. (2017)** presentaron una investigación experimental de una chimenea solar de acero de 0.001 m de espesor y 3m de altura para ventilación con abertura de entrada y salida de 0.4 m, respectivamente. La superficie exterior de incidencia la pintaron de color negro. Los resultados mostraron que la temperatura mayor al interior de la chimenea se encuentra en la zona cerca de la superficie pintada de negro. La diferencia de temperatura máxima a lo largo de la altura de la chimenea solar fue de 7.2°C y la velocidad osciló entre 0.07 y 0.14 m/s. La velocidad del aire de salida en la salida de la chimenea varía a lo largo del día, lo que se relaciona ligeramente con el cambio de la radiación solar. Esto se puede usar para la ventilación del edificio incluso en la chimenea de baja altura. Los resultados experimentales muestran que el comportamiento de la chimenea solar depende en gran medida de la irradiación solar que causó la fuerza de flotación por la diferencia de temperatura del aire a través del ancho y la altura del canal de aire. Se encontró que la temperatura del aire dentro de la chimenea cerca de la superficie negra era la más alta y luego disminuía gradualmente conforme se alejaba.

### 1.2.2 Estudios de chimeneas solares acopladas a una habitación

En la literatura se observó que existen trabajos en donde a través de los balances de energía globales, se analizó térmicamente la interacción de la chimenea solar y una cavidad, por considerar. A continuación, se muestran los trabajos reportados en esta sección.

**Bilgen y Chaaban (1982)** presentaron un estudio con el objetivo de utilizar una chimenea solar para ventilar una habitación, el fluido dentro de la cavidad se consideró en régimen de flujo de laminar, la conducción de calor en la dirección del flujo se consideró nula y la transferencia de calor por radiación se despreció, por lo que el fenómeno se redujo a un problema de convección natural y forzada. Los autores emplearon un acople a través de balance de energía global y diferencias finitas. Finalmente, se concluyó que la simulación



térmica y la comparación con los estudios experimentales han demostrado que el sistema funcionó satisfactoriamente en las condiciones climáticas de Canadá y que obtuvo una eficiencia de la chimenea solar del 35%.

**Bansal et al. (1993)** presentaron el estudio de un sistema combinado de colector y chimenea solar integrados sobre un techo inclinado de una habitación de 64 m<sup>3</sup>. Los autores emplearon un balance de energía global; donde variaron los coeficientes de descarga (0.5, 0.6, 0.7, 0.8) y se calcularon los flujos volumétricos de aire en función de la irradiación a la entrada para diferentes valores de temperatura ambiente (24, 30 y 36°C). Los valores de las dimensiones que se tomaron como óptimos fueron 1.5x1.5x0.15 m<sup>3</sup>. Los autores concluyeron que para estas dimensiones se obtienen de 3 a 6 cambios de aire por hora (ACH).

Un año después, **Bansal et al. (1994)** realizaron un estudio sobre sistemas de ventilación a través de balances de energía para diferentes condiciones climáticas, el sistema es una torre de viento y una chimenea solar acoplada a una habitación. Los autores concluyeron que una chimenea solar en combinación con una torre de viento crea un interesante sistema para la integración en un edificio para proporcionar ventilación natural. Este sistema proporciona ventilación para velocidades de viento variable con una superficie de captación de 3 m<sup>2</sup>.

De tal manera que fue posible generar 20 ACH usando la torre de viento y 60 ACH usando la torre y las chimeneas solares, para una irradiación máxima de 700 W/m<sup>2</sup>.

**Hamdy y Fikry (1998)** propusieron y realizaron un estudio a través de un balance de energía global (Bansal, 1993) de una chimenea solar inclinada en un techo. Las componentes de la chimenea fueron un calentador de aire solar (colector) y la chimenea. Los resultados mostraron que la ganancia de calor solar promedio tiene un valor máximo para el colector horizontal mientras que se tiene un valor mínimo para la chimenea solar. Por último, los autores concluyeron que la diferencia de temperatura inducida por el sol puede generar una ventilación natural considerable en el sistema. El estudio mostró que un ángulo de inclinación de 60° representa el rendimiento máximo del sistema.

**Abuolnaga (1998)** realizó el estudio paramétrico de una chimenea solar inclinada acoplada al techo de una cavidad para clima cálido y árido. El autor empleó diferencias fintas para

realizar la modelación, donde las dimensiones del sistema fueron, la separación entre las paredes de la chimenea solar (un ángulo de inclinación de 25 a 40°) del techo fue variada de 0.08 a 0.25 m<sup>2</sup>, el tamaño de la habitación midió aproximadamente (largo x ancho x alto) 4.80 x 3.60 x 3.60 m<sup>3</sup>, que representó un volumen aproximadamente de 72 m<sup>3</sup>. Los resultados mostraron que la velocidad máxima del aire derivada en la chimenea es de aproximadamente 1.1 m/s y para un ángulo de 35° se obtuvo un flujo máximo de 1.75 kg/s. El autor concluyó que el sistema tuvo una funcionalidad aceptable ya que la temperatura promedio al interior de la cavidad fue 23°C.

A través de un modelo de CFD, **Alfonso y Oliveria (2000)** presentaron un estudio que determinó la velocidad de flujo de ventilación natural en una chimenea solar. Los autores construyeron dos chimeneas, una solar y otra convencional, dentro de una habitación de 12 m<sup>2</sup> de área. Las chimeneas tienen una sección transversal interna de 0.2 x 1 m<sup>2</sup> y una altura de 2 m; las paredes fueron de ladrillo de 0.05, 0.1, 0.15 y 0.2 m de espesor y la chimenea solar tiene por fuera 0.05 m de aislamiento. Los autores concluyeron que es fundamental usar aislamiento en las paredes para obtener una mejor ganancia solar, ya que si no se usa se reduce la eficiencia de la asistencia solar en más del 60%, el espesor óptimo del aislante fue de 0.05 m y el espesor de la pared de 0.1 m. Al comparar los resultados experimentales y los teóricos, se obtuvieron diferencias del 6 y 10% para el 30 de enero y 6 de febrero, respectivamente.

**Chungloo y Limmeechokchai (2006)** reportaron un estudio teórico-experimental del fenómeno de ventilación natural en una edificación, en régimen de flujo turbulento (modelo k-ε) y en estado transitorio. El objetivo del estudio fue investigar el beneficio de la aplicación de la chimenea solar en el techo. El modelo numérico a través del software FLUENT, empleó los datos experimentales de las paredes y las temperaturas del aire durante la aplicación de la chimenea solar en un edificio de prueba, la simulación transitoria empleó un paso de tiempo de 0.1 s, se realizaron cuatro simulaciones y obtuvieron el estado permanente después de 20 min. Los resultados de la simulación mostraron la reducción de la temperatura del techo en 2 y 4°C, lo que ocasionó que aumentara el flujo volumétrico a la salida de la chimenea solar en un 6 y 17%, respectivamente. Los resultados de la simulación muestran que la aplicación de techo frío

---

junto con la chimenea solar puede aumentar la velocidad del fluido en la habitación y aumentar el caudal de aire a través de la chimenea solar.

En ese mismo año, **Espinoza et al. (2006)** realizaron la simulación numérica en estado transitorio de una chimenea solar como un sistema pasivo de ventilación mediante el empleo del software CFX y bajo condiciones climáticas tropicales con el fin de conocer las condiciones de ventilación en una vivienda (3 x 3 x 2.5 m<sup>3</sup>). La simulación fue realizada con información climática como la temperatura ambiental, la irradiación solar de la Ciudad de Maracaibo. La dimensión de la chimenea solar fue de 0.5 m de ancho y se varió la altura de 1, 2 y 3 m. Los autores concluyeron que como un sistema pasivo de ventilación, el uso de la chimenea solar es efectivo para la reducción de la carga térmica. El ducto que reduce en mayor proporción la temperatura es el de 1 m, en un intervalo entre 3 y 4°C en las horas más críticas (cuando la temperatura ambiental es mayor que la interna experimental), el movimiento más brusco de aire interno, ocurrió en la configuración de 3 m, ya que crea mayor estancamiento, comparada con la de 1 m, en vista de la mayor longitud del ducto. Finalmente, se observó que la temperatura obtenida con el empleo de la chimenea mostró valores constantes en las horas más calurosas.

**Bassouny y Koura (2008)** presentaron el estudio numérico de una chimenea solar acoplada a la fachada de una habitación para ventilación natural en un clima cálido-árido. Los autores analizaron el tamaño de la entrada de la chimenea y la variación del aire a través del sistema. Los resultados mostraron que la velocidad de salida del aire varió con la intensidad de radiación como  $v_{ex} = 0.013I^{0.4}$ . Los autores concluyeron que la anchura de la chimenea tiene un efecto significativo sobre el ACH (cambio de aire por hora) en comparación con el tamaño de entrada de la chimenea solar. El aumento del tamaño de entrada (0.1, 0.2, 0.3 m) de tres veces solo mejoró el ACH en aproximadamente un 11%, mientras el aumento de la anchura (0.1, 0.2, 0.3 m) de la chimenea solar mejoró el ACH en un 25%, manteniendo el tamaño de entrada fijo, para una altura de chimenea de 0.95 m.

**Allison et al. (2013)** realizaron un estudio en 3D de una chimenea solar acoplada a un edificio comercial, empleando el software FLOVENT, para describir el patrón de temperatura y el vector de velocidad. La longitud vertical de la chimenea era igual a la altura del suelo más un adicional de 2 m por encima de la losa del techo para representar

proporciones geométricas similares a la actual chimenea propuesta. Los autores reportaron que el aire inducido por efecto solar fue de 315 L/s a partir de una velocidad media de 0.4 m/s. Los autores concluyeron que el flujo inducido es solo alrededor del 10% de la cantidad de ventilación requerida para mantener las temperaturas internas por debajo de 27°C.

**Haghighi et al. (2014)** efectuaron un estudio numérico en 2D, de la ventilación y calefacción de una edificación a través de una chimenea solar con el fin de proporcionar condiciones de confort térmico en invierno. Se realizó un estudio paramétrico para determinar los efectos de los tamaños de espacio de aire, aberturas y condiciones ambientales, para el ACH y la temperatura del aire interior. Se mostró que el efecto de la variación del tamaño del espacio de aire en los ACH a diversos valores de radiación solar, no fue significativo hasta 0.2 m y el ACH permaneció constante cuando era mayor de 0.2 m. Los resultados mostraron que existe un tamaño óptimo de 0.2 m para un espacio de aire, en el que el máximo ACH se puede lograr. Los experimentos numéricos mostraron que el uso de la chimenea solar con el tamaño de salida de menos de 0.3 m puede ayudar a proporcionar confort térmico y evitar un gradiente de temperatura indeseable.

**Dokkar et al. (2014)** presentaron un trabajo de investigación en donde emplearon una chimenea solar y un intercambiador tierra aire en una estación de telecomunicaciones. Los autores consideraron dos tipos de clima, en invierno, emplearan solo chimenea para el enfriamiento; mientras que en verano, la chimenea solar se puede acoplar perfectamente con el sistema de enfriamiento subterráneo. A través del software FLUENT 6.3, los autores predijeron el comportamiento térmico y el flujo del fluido en la chimenea solar y canal subterráneo. Los resultados mostraron que el flujo con una velocidad de 0.009 m/s y una temperatura a 15 °C causada por el intercambiador de calor tierra-aire en la entrada da un efecto positivo en la mejora del enfriamiento. Y la temperatura en el recinto no superó los 29°C debido al efecto de la chimenea solar y el intercambiador tierra aire. Por lo tanto, los autores concluyeron que es un sistema altamente eficiente para áreas remotas donde no hay red eléctrica. Además, es un sistema de refrigeración de bajo costo y ecológico.

**Baharvand et al. (2014)** presentaron el análisis de la simulación a través del software ENERGY PLUS, de una habitación (6.5 x 5.5 x 3.5 m<sup>3</sup>) con chimenea solar con doble fachada. El estudio tuvo como objetivo examinar varias configuraciones de apertura de

DSF (Double Skin Facade) para evaluar los efectos sobre la velocidad del aire interior, la dirección del aire y la distribución de la temperatura, considerando las condiciones de la Ciudad de Malaysia. Los resultados mostraron que se necesita encontrar configuraciones que protegen las condiciones de interior contra el sobrecalentamiento de la cavidad en climas cálidos y húmedos. La temperatura más baja en la habitación fue de 32.12°C.

Años más tarde, **Chung et al. (2015)** realizaron el estudio experimental y la simulación de la ventilación en una casa con una chimenea solar en Malaysia. El estudio de simulación que se realizó empleando el software DesignBuilder, y se compararon los resultados con los datos experimentales, con una desviación de 7.2 y 18%. Los resultados mostraron que la separación efectiva de anchura para un volumen de 36 m<sup>3</sup>, osciló entre 0.6-1.0 m, mientras que la longitud fue de 1.5 a 2.0 m, con lo que la velocidad del aire inducido osciló entre 0.04 y 0.223 m/s. Los autores concluyeron que el ancho y la longitud óptima de la chimenea solar contribuyó a inducir la velocidad óptima del aire y obtener un buen rendimiento térmico.

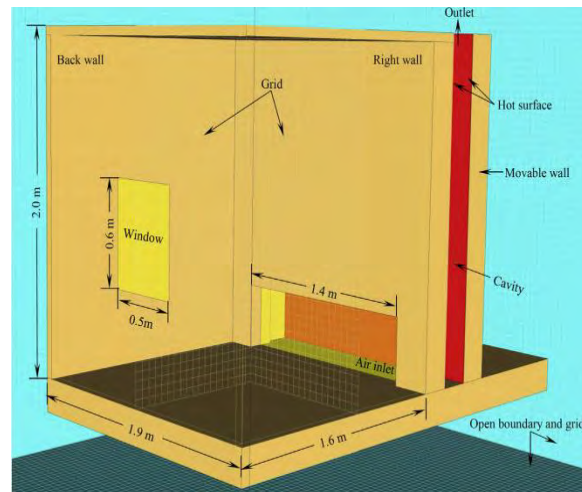
**Park y Battaglia (2015)** realizaron un estudio numérico en 3D de una chimenea solar en una vivienda de un volumen de 27 m<sup>3</sup>, a través del software ANSYS-FLUENT en régimen de flujo turbulento. El objetivo fue examinar los efectos de la chimenea pared-solar sobre la distribución del flujo de aire y las condiciones térmicas. Los autores variaron la entrada de la chimenea de 0.1 a 0.3 m y la radiación solar de 300, 500 y 700 W/m<sup>2</sup>. El estudio mostró que el flujo en el sistema de la chimenea solar puede ser laminar o turbulento dependiendo de los parámetros del sistema y que el efecto de la entrada de la chimenea era más significativo que el de la anchura de la chimenea. Los autores validaron el valor obtenido de los ACH con datos experimentales y el error que se obtuvo fue de 6.62%.

**Suárez-López et al. (2015)** presentaron el análisis de exergía de una chimenea solar acoplado a una cavidad. El modelo de la chimenea solar fue resuelto con balance de energía global y la habitación fue en tres dimensiones y en régimen de flujo turbulento. Los autores consideraron el fenómeno de radiación al interior de la habitación y se empleó el software FLUENT. Las dimensiones de la chimenea fueron de 2 m de altura, un ancho de 0.45 m y el espesor del canal de aire de 0.1 m, mientras que la dimensión de la habitación fue de 1.78

x 2 x 0.45 m<sup>3</sup>. A partir de los resultados numéricos, se encontró un aumento de la temperatura del aire ascendente cerca de la pared opaca absorbente, que en el lado del vidrio. También se concluyó que los valores de velocidad media fueron suficientes para ventilar la habitación. La diferencia entre la exergia del flujo a la entrada y la salida fue de 1.4047 W.

**Zhai et al. (2015)** realizaron una revisión para la aplicación de chimenea solar en edificaciones (techo, muro, sistema solar activo). Los autores consideraron que la chimenea solar es una alternativa para reducir la ganancia de calor y la inducción del enfriamiento natural o la calefacción, estas se pueden implementar en techos o paredes para mejorar el rendimiento de la ventilación natural y lograr un mejor confort térmico al interior. Entre la revisión bibliográfica se encontró que la chimenea solar en un clima cálido reduce del 10 al 20% el uso de la energía eléctrica. Los autores recomendaron la posibilidad de adaptar más de una chimenea solar a un sistema y también sugirieron realizar más investigaciones experimentales para adquirir datos objetivos para el diseño de sistemas, además de continuar con los estudios con el fin de optimización.

Años más tarde, **Shi y Zhang (2016)** analizaron un modelo numérico por medio del simulador Fire Dynamics Simulator (FDS), para predecir el rendimiento de una chimenea solar. El modelo fue validado a través de datos experimentales. En la Figura 1.5 se muestran las dimensiones del sistema. Un parámetro importante de mencionar es la entrada del aire de 1.4 m de longitud y su altura es ajustable. La pared derecha de la habitación forma la chimenea, la cual tiene una pared móvil. Los autores reportaron la diferencia máxima y mínima del caudal de aire entre los resultados numéricos de la habitación y los experimentales son de 17.7 y 0.24%, respectivamente. Finalmente, los autores concluyen que la velocidad de flujo de entrada de aire, disminuye cuando su área aumenta.



**Figura 1.5.** El modelo computacional de la habitación y la chimenea solar construido por FDS reportados por Shi y Zhang (2016).

Años más tarde, **Chantawong (2017)** reportó un informe experimental de una chimenea solar. El estudio intentó garantizar un concepto multifuncional de iluminación diurna, sombreado para reducción de ganancia de calor, ventilación y producción de agua caliente en una habitación, bajo las condiciones climáticas tropicales en Tailandia. La chimenea solar, tuvo una altura de 0.60 m, un ancho de 0.50 m, la capa externa era un colector solar con tubos pintados de negro con un diámetro de 0.01 m. Las dos cubiertas de vidrio tuvieron un espacio de aire de 0.08 m, con dos aberturas de  $0.24 \times 0.12 \text{ m}^2$  ubicadas en la parte inferior (panel de vidrio interior) y en la parte superior (panel de vidrio exterior). La dimensión de la habitación fue de  $1.5 \times 1.5 \times 1.8 \text{ m}^3$  (largo, alto y ancho). Para el estudio experimental los autores consideraron dos modelos, uno con el sistema solar pasivo y otra con un vidrio simple. El modelo con GSC-HWC (Glazed Solar Chimney and Heat Water Collector) tuvo un 57% menos de flujo de calor, que el modelo con SG (Single Glass) durante el día. La comparación de la ventilación natural entre el modelo con SG y el modelo con GSC-HWC mostró que la velocidad en el modelo GSC-HWC y el modelo SG es alrededor de 0.02-0.58 m/s y 0.01-0.016 m/s, respectivamente. La diferencia de temperatura entre el modelo GSC-HWC y el modelo SG es de 1 a  $9^\circ\text{C}$ , así el modelo GSC-HWC absorbe mayor energía que el vidrio SG. La temperatura de la habitación con el sistema GS-HWC fue significativamente menor al sistema SG y puede inducir la ventilación ya que mayor intensidad de la radiación solar, aumento la ventilación.

En ese mismo año **Zha et al. (2017)** realizaron un estudio experimental y numérico (Energy Plus) de una chimenea solar para ventilación en edificaciones de baja energía. Las dimensiones de la chimenea fueron de 6.2 m de longitud, 2.8 m de ancho y 0.35 m de espacio de aire. Los resultados experimentales muestran que se puede lograr un flujo de aire de 70.6 a 1887.6 m<sup>3</sup>/h durante el día de prueba y la velocidad de ventilación en el canal de aire oscila entre 0.02 y 0.45 m/s. Los resultados de la simulación mostraron que durante las temporadas de transición (de abril a octubre), la chimenea solar se utilizó para ahorrar energía con un ahorro de alrededor del 14.5% en Shanghái. El ahorro de energía que se alcanzó fue del 61.8, 47.7, 11.8, 13.9 y 59.6% en los meses de abril, mayo, junio, septiembre y octubre, respectivamente y el consumo de energía en esos meses fue de 232.2, 111.6, 134.1, 182. kWh, respectivamente.

También, **Gao et al. (2017)** exhibieron un estudio experimental y numérico (software Airpak) basado en un sistema de aire acondicionado con una chimenea solar. La dimensión de la chimenea solar fue de 5.4 x 1 x 2 m<sup>3</sup> (alto x largo x ancho). Los autores combinaron la chimenea solar y el sistema de distribución de aire por suelo radiante y compararon los resultados de la simulación. Los resultados mostraron que después de integrar la chimenea solar, el efecto isla de calor disminuye y la temperatura tiene una disminución promedio de aproximadamente 4.4°C. Además, el sistema integrado de chimenea solar mejoró la mezcla de aire frío y aire caliente de manera efectiva.

Por su lado, **Jafari y Poshtiri (2017)** en el mismo año expusieron un nuevo sistema ventilación pasivo para enfriamiento de edificios a través de un enfriador por absorción y una chimenea solar, donde la chimenea solar fue modelada mediante balance de energía global. Los resultados mostraron que el sistema pudo proporcionar los ACH requeridos y mantuvo la temperatura interior dentro de los límites de confort térmico tanto en climas áridos como húmedos. Los autores encontraron que el ACH permanece casi constante durante el tiempo de operación del sistema en cada demanda de enfriamiento. También, se indicó que la adopción de tres placas de enfriamiento en el canal redujo la temperatura en un 26.8%. Además, se encontró que el sistema propuesto consume aproximadamente un 37% menos de energía eléctrica en comparación con un acondicionador de aire.



**Hweij et al. (2017)** presentaron un estudio numérico mediante ANSYS de una ventana evaporador-enfriador impulsado por una chimenea solar para mejorar la eficiencia y el confort térmico en una habitación para un clima seco. Los autores consideraron dos horas (14 y 17) h para realizar las simulaciones. Los resultados mostraron una mejoría en el confort térmico de 1.42 y 1.96 para las 14 y 17 h respectivamente, se registraron ahorros de energía que alcanzaron el 10% durante ambas horas.

**Hosien y Selim (2017)** efectuaron un estudio teórico del funcionamiento de una chimenea solar para ventilación natural en un recinto en estado permanente y en régimen de flujo laminar. El sistema incluyó una pared vertical semitransparente, un canal de aire y una pared de almacenamiento térmico (absorbedor). Para realizar el análisis teórico, los autores consideraron que la transferencia de energía fue en una dimensión. Los resultados mostraron que el flujo másico aumento de 0.04 a 0.18 kg/s a medida que el espesor del canal del aire se incrementó de 0.1 a 0.5 m. Por lo tanto, los autores concluyeron que al aumentar el espesor del canal de la chimenea aumentó la velocidad del flujo de aire.

**Baxevanou y Fidaros (2017)** presentaron un estudio numérico a través de la metodología de CFD de una chimenea solar acoplada a una edificación de 2 niveles, en régimen de flujo turbulento y se consideró el fenómeno de radiación superficial interior. Los autores realizaron la simulación en 2 y 3 dimensiones y para el primer modelo en el primer nivel el ancho del canal de aire de 0.15 m y para el segundo nivel de la edificación se incrementó en 0.3 m. Para el segundo modelo, se consideró la separación entre la placa absorbidora y la pared semitransparente de 0.3 m. Los resultados mostraron que el mayor ACH (2.75) se obtuvo con la simulación en 2D, mientras que la simulación de 3D fue de 1.75. Por lo tanto, los autores concluyeron que las simulaciones 2D dan resultados cualitativos aceptables satisfactorios en lo que se refiere a la funcionalidad para la configuración examinada, subestiman el flujo másico en comparación con las predicciones 3D. Sin embargo, los resultados cuantitativos pueden inducir a un error sobre el rendimiento real de la chimenea solar.

**Monghasemi y Vadiie (2018)** presentaron una revisión de los sistemas integrados de chimenea solar para aplicaciones de calefacción y refrigeración de espacios. Los autores recomendaron que una chimenea solar acoplada con un intercambiador de calor tierra-aire

utilice tanto la energía solar como la geotérmica; ya que el sistema es básicamente favorecido porque es capaz de proporcionar calefacción de espacios en invierno y efecto de enfriamiento en verano. Por lo tanto, que los sistemas que emplearon el material de cambio de fase (PCM) tienen potencial para reducir las fluctuaciones de temperatura, específicamente para reducir las temperaturas máximas en una chimenea solar.

**Shi et al. (2018)** realizaron una revisión con el objetivo de identificar los factores clave que influyen en el rendimiento de la chimenea solar, y, finalmente, proporcionar una guía técnica para su diseño en los edificios. Los autores encontraron en los estudios experimentales que los intervalos de prueba generales en la chimenea solar son: ángulo de inclinación (10-90°), espacio de la cavidad (0.02-1.2 m), altura (0.521-2.07 m), área de entrada (0.019-1.2 m<sup>2</sup>), área de salida (0.016-1.5 m<sup>2</sup>) y calor por radiación (20-1057 W/m<sup>2</sup>). También, que el ángulo de inclinación óptimo para la chimenea solar en el techo se encontró en un intervalo de 45 a 60° (la mayoría de ellos obtuvo 45°), que mostró dependencia de la latitud, el espacio de aire y la altura de la chimenea.

### **1.2.3 Conclusión de la Revisión Bibliográfica**

En la revisión bibliográfica se presentaron estudios de chimeneas solares y estudios de chimeneas solares acopladas a un recinto. La primera chimenea solar reportada fue en el año de 1903 con el nombre de “motor solar”, en donde solo fue la introducción del concepto como un mecanismo para producir energía eléctrica. Entonces el concepto fue olvidado, hasta los años 70’s que se retomó el concepto de chimenea solar para generación de energía eléctrica tomando importancia en Europa y como propuesta de un sistema de ventilación natural. Fue entonces que en el año de 1979 el primer trabajo reportado fue de Barra y Carratelli (1979) que desarrollaron una metodología para el estudio de una chimenea solar. A partir de ese momento se empieza a considerar la chimenea solar como un sistema de ventilación natural capaz de aprovechar la energía solar para provocar corrientes de aire en un canal de manera que succione el aire interior de una habitación. En los años siguientes Bilgen y Chaaban (1982) y Bouchair y Fitzgerald (1988), obtuvieron una eficiencia de la chimenea solar de 35% y encontraron la orientación óptima de la chimenea solar para una latitud específica. Con el pasar de los años la comunidad científica ha realizado estudios a través de métodos experimentales y métodos teóricos, los cuales

---

involucraron desde análisis a través de balance de energía global y numérica mediante el uso de la técnica de volumen finito. También, el tipo de clima en donde realizaron los estudios experimentales fueron cálido-húmedo, tropical y seco. Por ello la comunidad científica considera que el estudio reportado por Bansal en 1993 es realmente el primer artículo que tiene un enfoque totalmente de la chimenea solar como un sistema de ventilación natural, en donde las dimensiones optimas de la chimenea son de 1.5 x 1.5 x 0.5 m<sup>3</sup> produjo el cambio de aire por hora en un intervalo de 3 a 6 para un volumen de la habitación de 64 m<sup>3</sup>. Los estudios experimentales enfatizan los parámetros como la altura, ancho de la chimenea, espesor del canal de aire, radiación solar, inclinación de la chimenea solar, espesor de la placa absorbente de la chimenea porque estos tienen una contribución al desarrollo del fenómeno, y recomiendan considerarlos. De los trabajos experimentales se observó que la altura considerada fue de 1 a 3 m, el ancho de la chimenea fue de 1 m y el espesor del canal de aire fue de 0.1 hasta 0.3 m, en donde los autores indicaron que exceder el espesor de 0.3 m no hay cambios significativos (Bouchair, 1988). De esta forma existe un ancho de canal de aire óptimo, el cual no tiene dependencia con la radiación solar, pero si depende de la altura de la chimenea. Es así como los estudios teóricos posteriores, a través de los estudios experimentales consideraron los datos para encontrar las dimensiones optimas de la chimenea solar. En los estudios teóricos los autores consideraron la altura de la chimenea en un intervalo de 0.80 a 4 m y 1 m de ancho de la chimenea solar, para espesor de canal de aire de 0.1 a 0.2 m, aunque los diferentes autores no excedieron el espesor del canal a 0.2 m y encontraron que el valor óptimo se encuentra en un intervalo de 0.1 a 0.145 m para una chimenea de 2 m, lo que permitió que el flujo másico producido por la chimenea sea de 0.0531 kg/s, y cambios de aire de 2.5. Los estudios donde emplearon el software comercial como ANSYS, FLUENT, Energy Plus, Design Builder, Airpak, consideraron superficies desde 400 a 117 m<sup>2</sup> para las edificaciones, también consideraron la transferencia de calor por radiación (método de la ordenada discreta) y el fenómeno de convección en régimen de flujo laminar o turbulento. Los estudios que realizaron acoples entre las diferentes metodologías balance de energía global, analizaron el comportamiento térmico del sistema. El mecanismo de transferencia que consideran estos estudios es solo convección y la transferencia de calor por radiación solo en la chimenea solar. Por lo tanto, se define el objetivo y alcance del tema de investigación.

### 1.3 Objetivo general

Realizar el estudio del comportamiento térmico de un sistema solar pasivo de ventilación (chimenea solar) acoplado a una habitación en régimen de flujo turbulento, bidimensional y en estado permanente, considerando un clima cálido-subhúmedo de la república mexicana.

### 1.4 Objetivos específicos

- Estudiar la transferencia de calor por convección en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente en régimen de flujo laminar y turbulento.
- Estudiar la transferencia de calor conjugada (convección-conducción) en una cavidad con una pared vertical opaca.
- Estudiar la transferencia de calor conjugada (convección-radiación) en una cavidad cuadrada en régimen de flujo turbulento.
- Realizar el análisis térmico de una chimenea solar de un solo canal.
- Evaluar el comportamiento de la habitación acoplada a una chimenea solar durante un día representativo para las condiciones climáticas de México.

### 1.5 Alcance

Implementar un código numérico mediante el uso de Balance de Energía Global y la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), para la modelación de una chimenea solar acoplada a una habitación, respectivamente. La chimenea está formada por una pared semitransparente y una placa de metal absorbidora y es modelada mediante balance de energía global. La habitación es representada por una cavidad cuadrada ventilada simulada mediante CFD, en ambos sistemas se consideran los efectos de la transferencia de calor por conducción, convección y radiación. El sistema será evaluado para condiciones climáticas

de México durante el día más cálido y el día más frío del año. Para determinar el desempeño térmico del sistema durante el día correspondiente, se realizarán modelaciones en estado pseudo-transitorio. Para el estudio se consideran las condiciones de un clima cálido- subhúmedo en la Ciudad de Mérida, Yucatán.

### **1.6 Estructura de la tesis**

A continuación, se presenta una breve descripción de los capítulos de la presente tesis doctoral:

Capítulo 2. Se presenta el modelo físico y matemático de la cavidad ventilada y la chimenea solar, así como las consideraciones y suposiciones para este trabajo.

Capítulo 3. En este capítulo se presenta la metodología de solución numérica de las ecuaciones gobernantes de la cavidad ventilada y la chimenea solar, así como el acople de ambos sistemas.

Capítulo 4. Se muestra la verificación del código numérico desarrollado con problemas reportados en la literatura y el análisis de independencia de malla espacial.

Capítulo 5. En este capítulo se describe los resultados obtenidos en este trabajo.

Capítulo 6. Se presentan las conclusiones del trabajo de tesis y las sugerencias para trabajos futuros.



# **CAPÍTULO 2**

## **MODELO FÍSICO Y**

### **MATEMÁTICO**

El modelo físico y el modelo matemático es una herramienta fundamental en todo estudio teórico. El modelo físico es la representación conceptual de un sistema que se estudia, bajo las condiciones establecidas específicas. Por otro lado representar las leyes físicas que gobiernan el fenómeno, se consigue mediante el uso de las matemáticas. En este capítulo se presenta el modelo físico y matemático de una cavidad ventilada y una chimenea solar. Posteriormente, se presentan las ecuaciones gobernantes para cada uno de los modelos del sistema, como el modelo de convección natural con flujo turbulento en la cavidad, el modelo de intercambio radiativo entre las paredes de la cavidad y el modelo de transferencia de calor por conducción de la pared opaca, así como sus respectivas condiciones de frontera. Finalmente, se presenta el modelo de balance de energía global para la chimenea solar.

## 2.1 Habitación acoplada a una chimenea solar

La chimenea solar es una estrategia de ventilación pasiva que ha tenido lugar en los últimos años, de tal manera que es de interés su funcionamiento en una habitación. Con base en lo anterior se presenta el modelo físico y matemático de la habitación la cual se representa a través de una cavidad cuadrada ventilada y una chimenea solar como un canal rectangular, para finalmente tener el sistema acoplado y representativo por la habitación y la chimenea solar.

### 2.1.1 Modelo físico de una cavidad ventilada

El modelo físico del sistema se presenta en la Figura 2.1, el modelo consiste de una cavidad cuadrada ventilada con aberturas de entradas y salidas de aire. La abertura de entrada se encuentra en la parte inferior de la pared vertical derecha y la abertura de salida se ubica en la pared superior. Se considera que la pared vertical derecha es sólida y opaca, en la cual incide energía solar y a consecuencia de la absorción de esta energía la pared incrementa su temperatura y al interactuar con los alrededores se presentan pérdidas por convección y radiación hacia al ambiente exterior. La pared inferior se considera una pared adiabática, en la cual no hay pérdida de energía. La pared del lado izquierdo de la cavidad es una pared sólida Isoterma fijada a la temperatura ambiente. En el interior de la cavidad debido a la diferencia de temperaturas entre el fluido y las paredes al interior, se presenta un flujo de calor por convección y una variación de la densidad del fluido, que al producirse ese cambio provoca que el fluido se desplace por convección natural. Esa misma diferencia de temperaturas entre las paredes al interior de la cavidad, provoca un intercambio radiativo superficial entre ellas. La pared superior se considera una pared adiabática, y es ahí donde se encuentra la abertura de salida del aire, se analiza el efecto de la ubicación (Configuración: CA). El estudio se realiza tomando en cuenta algunas consideraciones para cada elemento que conforma el sistema y así obtener las ecuaciones gobernantes del fenómeno.

Consideraciones para la cavidad cuadrada ventilada:

- El flujo es en régimen de flujo turbulento debido a las dimensiones de la cavidad y se considera la convección natural al interior.



- El fluido que se encuentra al interior de la cavidad es aire, se considera Newtoniano e incompresible y no participante debido a su bajo contenido de humedad.
- Se considera intercambio radiativo superficial entre las paredes al interior de la cavidad y se consideran opacas, difusas y reflectoras de radiación.
- Las paredes superior e inferior se consideran adiabáticas.
- La aproximación de Boussinesq es válida, esto es, las propiedades termofísicas del fluido son constantes excepto en la densidad, la cual varía con la temperatura en el término de flotación en la ecuación de conservación de momentum.
- El estudio se realiza en estado permanente.
- El análisis de los fenómenos se realiza en dos dimensiones ya que el hecho de tener una tercera dimensión aumentaría la complejidad del estudio, de tal manera que es válido hacer un corte transversal alejado de los extremos al suponer que la habitación es demasiado larga.
- La radiación solar que incide en diferentes direcciones sobre las superficies, pero para el caso de estudio se considera una radiación en dirección normal, por lo que será la componente normal de la radiación incidente la que llega a las superficies verticales.

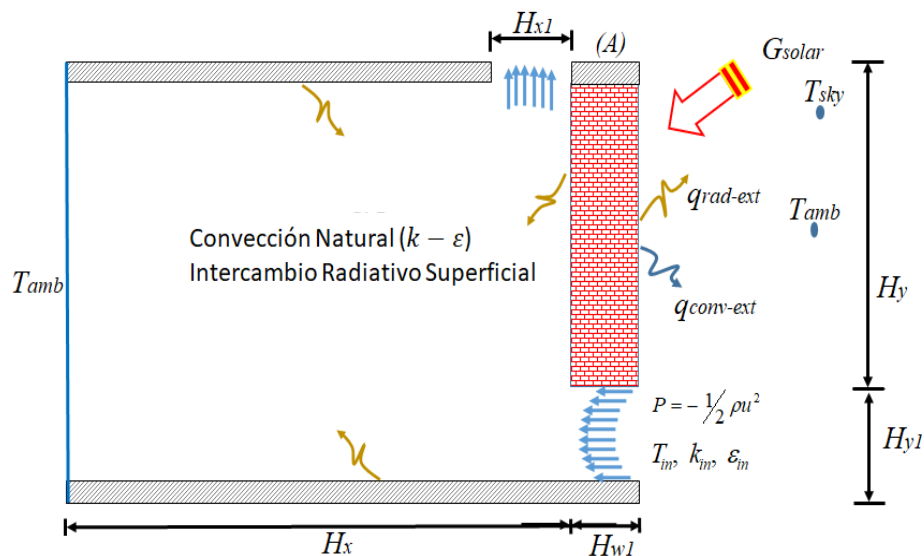
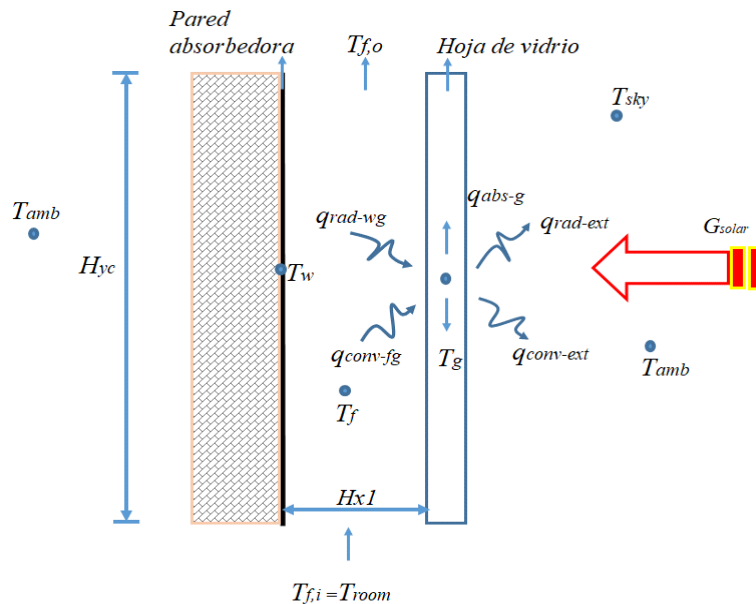


Figura 2.1. Modelo físico de la cavidad ventilada.

En la siguiente sección se presenta el modelo físico de la chimenea solar, la cual físicamente provoca un movimiento ascendente del fluido al interior de la cavidad.

### 2.1.2 Modelo físico de una chimenea solar

En este apartado se presenta el modelo físico y la formulación matemática del sistema de chimenea solar (CS). Una de las maneras de realizar el análisis simplificado es utilizar la analogía de circuitos térmicos. De la Figura 2.2 se obtienen las componentes del sistema chimenea solar. En la abertura de salida de la cavidad ventilada se ubicará la chimenea solar, la cual está formada por una pared semitransparente y una superficie absorbedora, entre las cuales se encuentra un espacio de aire. La superficie vidriada es colocada en dirección al sol, para aprovechar la energía solar que incide sobre ella durante el día. Su función es la de remover el volumen de aire de la cavidad cuadrada. De esta manera la energía solar incide sobre la pared semitransparente, entonces, por causa de las propiedades radiativas del vidrio, una fracción de la energía incidente es reflejada hacia el exterior, otra porción es absorbida y el resto es transmitida hacia el canal. Esta última es absorbida por la pared e incrementa la temperatura de la superficie absorbedora, lo que induce un flujo de aire hacia la parte superior del canal formado por la pared semitransparente y la pared absorbedora.



**Figura 2.2.** Modelo físico de una chimenea solar de un canal.

Consideraciones para la chimenea solar:

- Convección natural en todo el sistema.

- La transferencia de calor se considera bidimensional para todos los procesos de transferencia de calor a través de las cubiertas de vidrio y también entre la placa absorbedora y los canales de flujo de aire.
- La temperatura del aire a la entrada del canal se consideró ser igual a la temperatura de salida de la habitación.
- Todas las propiedades termofísicas fueron evaluadas a una temperatura promedio, entre la temperatura de la cubierta de vidrio y la pared absorbedora.

La chimenea solar provoca un flujo de aire proveniente de la cavidad ventilada hacia el canal formado por la pared semitransparente y la pared absorbedora. Entonces se establece un intercambio de energía térmica entre el canal y la habitación por convección mediante el flujo de aire y por conducción de calor a través del muro. Por lo tanto, en la Figura 2.3 se puede observar el modelo físico del sistema acoplado (Configuración: CA-CS).

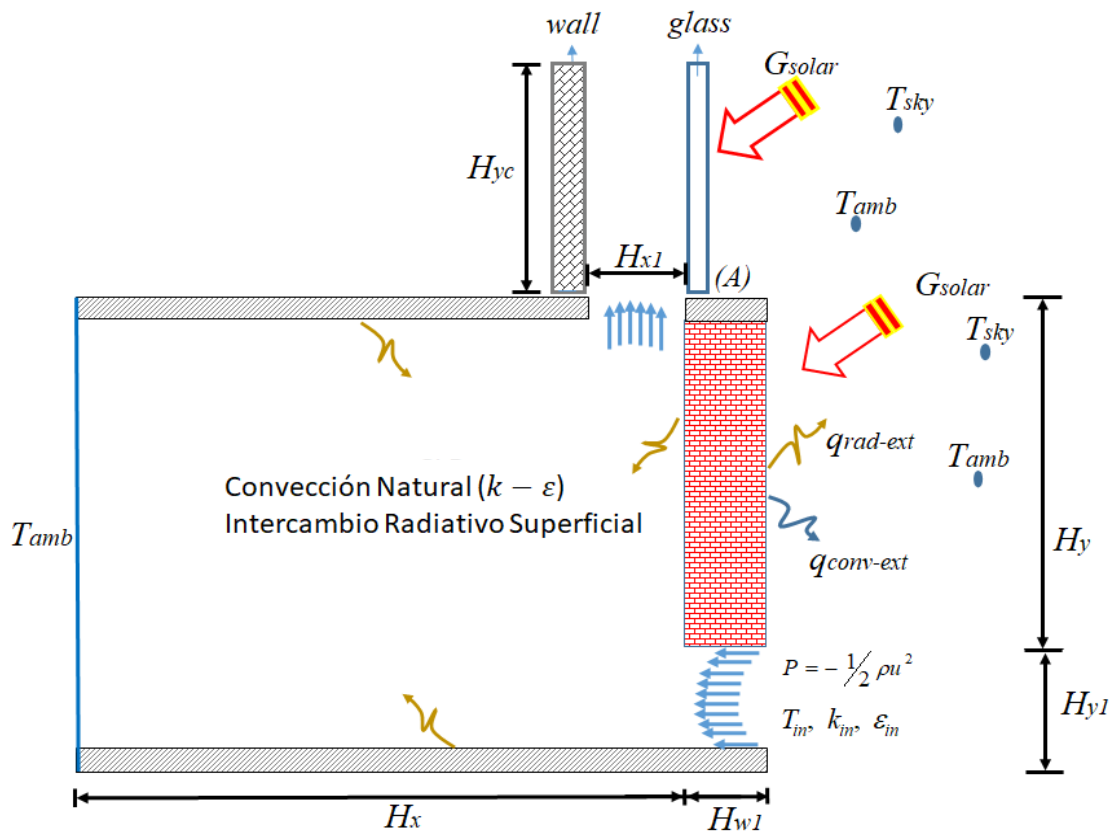


Figura 2.3. Modelo físico de la cavidad ventilada acoplada a una chimenea solar.

## 2.2 Modelo matemático de convección natural de la cavidad cuadrada ventilada

En este proyecto la modelación del flujo turbulento se realiza con la técnica RANS, es decir, las ecuaciones de Navier-Stokes son promediadas en el tiempo. El origen de esta aproximación data del siglo XIX cuando Osborne Reynolds en 1895 publicó los resultados de su investigación sobre la turbulencia, su trabajo demostró tener importancia de tal manera que en la actualidad es una de las técnicas más usadas en el modelado de este tipo de flujos. El proceso de promediación en el tiempo de las diferentes variables ( $u$ ,  $v$ ,  $P$ ,  $T$ ) se le conoce como promediación de Reynolds. Las ecuaciones gobernantes del fenómeno en régimen de flujo turbulento son las ecuaciones de conservación de masa, momentum, energía y para el modelo de turbulencia  $k - \varepsilon$  (k-épsilon), emplea la ecuación de energía cinética turbulenta y la ecuación de disipación de la energía cinética turbulenta. Por lo tanto, es necesario aproximar los términos del tensor de esfuerzos de Reynolds (ecuación 2.1) a través de la viscosidad turbulenta (Wilcox, 2000).

$$\rho \overline{u'_i u'_j} = -\mu_t \left( \frac{\partial \overline{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.1)$$

Donde la viscosidad turbulenta o remolino de viscosidad, no es una propiedad del fluido, pero es una característica del flujo y viene expresado como:

$$\mu_t = C_\mu f_\mu \frac{\rho k^2}{\varepsilon} \quad (2.2)$$

Así las ecuaciones resultantes  $k - \varepsilon$ , son escritas, se describen como:

$$\frac{\partial(\rho u \cdot k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} + P_k + G_k - \varepsilon \quad (2.3)$$

$$\frac{\partial(\rho u \cdot \varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v \cdot \varepsilon)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} + C_{1\varepsilon} [f_1 P_k + C_{3\varepsilon} G_k] \frac{\varepsilon}{k} + E - C_{2\varepsilon} f_2 \frac{\rho \varepsilon^2}{k} \quad (2.4)$$

Los términos  $P_k$  y  $G_k$  representan la producción cortante y la producción/destrucción de la flotación de la energía cinética turbulenta, y son definidos como:

$$P_k = -\rho \overline{u'_i u'_j} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (2.5)$$

$$G_k = -\beta \rho \overline{u'_i T'} g_i \quad (2.6)$$

Donde el tensor de esfuerzos y el flujo de calor turbulento son evaluados a través de las expresiones dadas por el tensor de esfuerzos de Reynolds y la ecuación (2.7).

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

$$\rho \overline{u'_i T'} = -\Gamma_t \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_i} \quad (2.7)$$

La difusividad turbulenta al igual que la viscosidad turbulenta, no es una propiedad del fluido, pero si depende del estado local de la turbulencia: de la analogía de Reynolds entre el transporte de calor o masa y transporte de momentum, sugiere que la difusividad térmica esté relacionada a la viscosidad turbulenta a través de:

$$\Gamma_t = \frac{\mu_t}{\sigma_t} \quad (2.8)$$

El término  $\sigma_t$  es una constante empírica conocida como el número de Prandtl turbulento, representa el transporte de calor y se consideró como una constante. Finalmente, las ecuaciones gobernantes de la convección natural con régimen de flujo turbulento se expresan de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \overline{v})}{\partial y} = 0 \quad (2.9)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho \overline{u})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{u u})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \overline{v u})}{\partial y} = & -\frac{\partial \overline{P}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{u}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{u}}{\partial y} \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{u}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial \overline{v}}{\partial x} \right] \end{aligned} \quad (2.10)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\bar{v})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}\bar{v})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\bar{v})}{\partial y} = & -\frac{\partial\bar{P}}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial\bar{v}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial\bar{v}}{\partial y} \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial\bar{u}}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial\bar{v}}{\partial y} \right] - \rho g \beta (\bar{T} - T_o) \end{aligned} \quad (2.11)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}\bar{T})}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\bar{T})}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial\bar{T}}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_T} \right) \frac{\partial\bar{T}}{\partial y} \right] \quad (2.12)$$

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}k)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}k)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial y} \right] + P_k + G_k - \varepsilon \quad (2.13)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\bar{u}\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho\bar{v}\varepsilon)}{\partial y} = & \frac{\partial}{\partial x} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial\varepsilon}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial\varepsilon}{\partial y} \right] \\ & + C_{1\varepsilon} [f_1 P_k + C_{3\varepsilon} G_k] \frac{\varepsilon}{k} + E - C_{2\varepsilon} f_2 \frac{\rho\varepsilon^2}{k} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Para este modelo de turbulencia de Henkes y Hoongedoorn (1995), los autores sugirieron usar una condición de frontera de primera clase en la pared para la disipación de energía cinética turbulenta ( $\varepsilon = \infty$  un valor muy grande), en la Tabla 2.1 se presentan los valores empíricos y condiciones de pared para este modelo de Henkes y Hoongedoorn, mejor conocido como el modelo HH.

**Tabla 2.1.** Condiciones de frontera y constantes del modelo de Henkes y Hoongedoorn.

$k_w$	$\varepsilon_w$	$C_\mu$	$C_{1\varepsilon}$	$C_{2\varepsilon}$	$C_{3\varepsilon}$	$\sigma_k$	$\sigma_\varepsilon$	$\sigma_\varepsilon$
0.0	$\infty$	0.09	1.44	1.92	$\tanh  v/u $	1.0	1.3	0.9

### 2.2.1 Condición de frontera del modelo de convección natural

En este apartado se presentan las condiciones de frontera para el problema hidrodinámico y térmico. Las condiciones de frontera para las velocidades en la cavidad son de no-deslizamiento en las paredes. Las condiciones de frontera para la temperatura en las paredes horizontales son adiabáticas (pared superior e inferior), en la pared vertical izquierda y derecha se tiene un muro considerando transferencia de calor a través de él y se

considera la conducción de calor a través de la pared. La apertura de entrada se encuentra en la pared derecha en la parte inferior y las aberturas de salida en la pared superior de la cavidad.

Condiciones de Frontera Hidrodinámicas

Superficies solidas:

$$u = v = 0 \quad \text{para } 0 \leq x \leq Hx \quad \text{en } y = 0 \quad (2.15)$$

$$u = v = 0 \quad \text{para } 0 \leq x \leq (Hx - Hx1) \quad \text{en } y = Hy \quad (2.16)$$

$$u = v = 0 \quad \text{para } 0 \leq y \leq (Hy + Hy1) \quad \text{en } x = 0 \quad (2.17)$$

$$u = v = 0 \quad \text{para } Hy1 \leq y \leq Hy \quad \text{en } x = Hx \quad (2.18)$$

Las condiciones de frontera en las aberturas de entrada y salida se resume como:

Abertura de entrada (ver apéndice A desarrollo de la condición de frontera de la presión):

$$P_{inlet} = -\frac{1}{2}(\rho * u^2), \quad (2.19)$$

$$v = 0, \quad u = \frac{\partial u}{\partial x} \quad \text{para } 0 \leq y \leq Hy1 \quad \text{en } x = Hx \quad (2.20)$$

Abertura de salida:

$$u = 0, \quad \frac{\partial v}{\partial n} = 0 \quad \text{para } (Hx - Hx1) \leq x \leq Hx \quad \text{en } y = Hy \quad (2.21)$$

donde,  $n$  es la coordenada en la dirección al flujo.

Condición de Frontera Térmica

Abertura de entrada:

$$T_{inlet} = T_{ambiente} \quad \text{para } 0 \leq y \leq Hy1 \quad \text{en } x = Hx \quad (2.22)$$

Abertura de salida

$$\frac{\partial T}{\partial n} = 0 \quad \text{para} \quad 0 \leq x \leq (Hx - Hx1) \quad \text{en} \quad y = Hy \quad (2.23)$$

Para la pared horizontal superior:

$$0 = q_{conv-int} + q_{rad-int} \quad \text{para} \quad 0 \leq x \leq (Hx - Hx1) \quad \text{en} \quad y = Hy + Hy1 \quad (2.24)$$

Para la pared horizontal inferior:

$$0 = q_{conv-int} + q_{rad-int} \quad \text{para} \quad 0 \leq x \leq Hx \quad \text{en} \quad y = 0 \quad (2.25)$$

Las condiciones de frontera de las paredes verticales que interactúan con el fluido en la cavidad es:

$$T = T_{amb} \quad \text{para} \quad 0 \leq y \leq (Hy + Hy1) \quad \text{en} \quad x = 0 \quad (2.26)$$

$$q_{cond-wall} = q_{conv-int} + q_{rad-int} \quad \text{para} \quad Hy1 \leq y \leq Hy \quad \text{en} \quad x = Hx \quad (2.27)$$

Condición de Frontera para la variable de turbulencia

La condición de frontera en la entrada y salida para las variables turbulentas son tomadas del trabajo reportado por Nielsen (1990). Para la entrada:

La energía cinética turbulenta y la disipación de energía cinética turbulenta son:

$$k_{inlet} = 1.5(0.04 * u)^{2.0} \quad \text{para} \quad 0 \leq y \leq Hy1 \quad \text{en} \quad x = Hx \quad (2.28)$$

$$\varepsilon_{inlet} = \frac{(k_{inlet})^{1.5}}{(Hy1 * 0.1)} \quad \text{para} \quad 0 \leq y \leq Hy1 \quad \text{en} \quad x = Hx \quad (2.29)$$

En la salida  $(k, \varepsilon)$  se fijaron:

$$\frac{\partial k}{\partial n} = 0, \quad \frac{\partial \varepsilon}{\partial n} = 0 \quad \text{en} \quad y = Hy \quad (2.30)$$



### 2.3 Modelo físico y matemático del muro conductor

El modelo físico de la pared conductora del lado derecho de la cavidad se muestra a continuación. En la Figura 2.4 se presenta la pared del lado derecho, en la cual se consideran las superficies horizontales aisladas térmicamente y en la superficie derecha incide radiación proveniente del sol, de forma directa, ese flujo de calor se transporta hacia la superficie izquierda por conducción, esta superficie interactúa térmicamente con el fluido del interior de la cavidad.

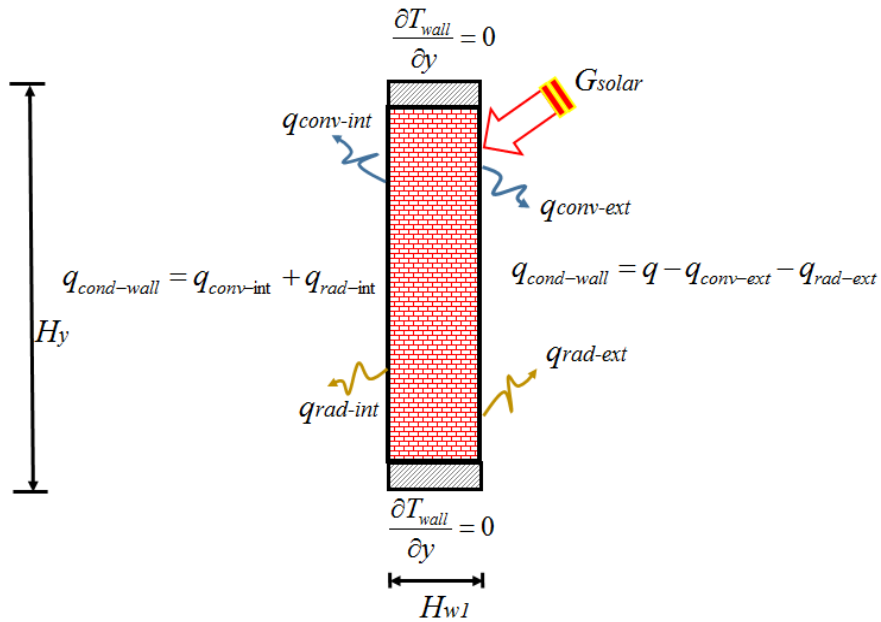


Figura 2.4. Modelo físico de la pared conductora de la cavidad, pared derecha.

La ecuación que gobierna el fenómeno de transferencia de calor en la pared vertical derecha, es la ecuación de energía en dos dimensiones, considerando pura conducción, ya que es el único fenómeno que se presenta en las paredes, se desprecian los términos convectivos así que la ecuación se expresa como:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \frac{\lambda}{Cp} \right) \frac{\partial T_{wall}}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left( \frac{\lambda}{Cp} \right) \frac{\partial T_{wall}}{\partial y} = 0 \quad (2.31)$$

Condiciones de Frontera del modelo conductor

A continuación se presentan las condiciones de frontera para la pared vertical opaca:

Pared derecha

Frontera superior

$$\frac{\partial T_{wall}}{\partial y} = 0 \quad \text{para } 0 \leq x \leq Hw1 \text{ en } y = Hy + Hy1 \quad (2.32)$$

Frontera inferior

$$\frac{\partial T_{wall}}{\partial y} = 0 \quad \text{Para } 0 \leq x \leq Hw1 \text{ en } y = Hy1 \quad (2.33)$$

La frontera derecha de la pared opaca, está sometida a un flujo de calor constante con pérdidas por convección y radiación hacia el medio ambiente exterior:

$$\begin{aligned} 0 &= q_{cond-wall} + q_{conv-ext} + q_{rad-ext} - q_{abs} \\ 0 &= \lambda \frac{\partial T}{\partial x} + h_{conv} (T_{wall} - T_{amb}) + \sigma \varepsilon (T_{wall}^4 - T_{sky}^4) - \alpha * G_{solar} \end{aligned} \quad (2.34)$$

Para la frontera izquierda que esta interactuando con la cavidad, se considera que el flujo de calor por conducción en la pared opaca es igual al flujo de calor transmitido por convección y radiación a través de la interacción con el medio ambiente interior, se expresa como:

$$q_{cond-wall} = q_{conv-int} + q_{rad-int} \quad \text{o} \quad q_{cond-wall} = \lambda_{air} \frac{\partial T}{\partial x} + q_{rad} \quad (2.35)$$

## 2.4 Modelo de intercambio radiativo superficial

El método de radiación neta se usa para determinar la resultante de flux de calor radiativo en la cavidad ventilada, las superficies de la cavidad se consideran opacas. El flux de calor radiativo para el elemento jth en cada pared es dado por el siguiente balance de energía (Modest, 2013):

$$q_j^{rad}(x_j) = q_{out_j}(x_j) - q_{int_j}(x_j) \quad (2.36)$$

donde la radiosidad para el elemento jth se define como:

$$q_{out_j}(x_j) = \varepsilon_j^* \sigma T_j^4(x_j) + \rho_j^* q_{int_j}(x_j) \quad (2.37)$$

la radiosidad esta dada por:

$$q_{int_j}(x_j) = \sum_{k=1}^m \int_{A_k} q_{out_k}(x_k) dF_{dA_j-dA_k} \quad (2.38)$$

donde la suma sobre la superficie de k-esima se toma para aquellos elementos sobre la frontera para que j interactúe radiativamente es el factor de vista diferencial correspondiente.

### 2.5 Modelo matemático de una chimenea solar de un solo canal (balance de energía global)

A través de una analogía de circuitos térmicos se obtienen las relaciones para cada una de las componentes de la chimenea solar, como son las temperaturas promedio del vidrio ( $T_g$ ), la temperatura de la placa absorbedora ( $T_w$ ), la temperatura del fluido entre la placa y el vidrio ( $T_f$ ), y a su vez el flujo másico ( $\dot{m}$ ), para ello se plantea un modelo de balance de energía global. Del balance de energía aplicado a cada elemento se obtienen las ecuaciones correspondientes que permiten asociar la temperatura del mismo elemento. A continuación se muestran las ecuaciones correspondientes para cada elemento de la chimenea solar.

#### 2.5.1 Balance de energía en el vidrio: $T_g$

En la Figura 2.5 se presenta la hoja de vidrio en la cual se muestran los flujos de calor asociados en el proceso. Sobre la superficie derecha del vidrio incide radiación solar ( $G_{solar}$ ), lo que provoca que el vidrio incremente su temperatura ( $T_g$ ) y al interactuar con los alrededores, se presentan pérdidas por convección ( $q_{conv-ext}$ ) y radiación ( $q_{rad-ext}$ ) hacia al ambiente exterior. Parte de la energía solar incidente se reflejara y otra se transmite hacia el interior, la cual llega a la placa absorbedora que debido a la diferencia de temperatura entre ambas superficies provoca un flujo de calor por radiación ( $q_{rad-wg}$ ), también debido a la interacción de la superficie izquierda de la hoja de vidrio con el fluido provoca una transferencia de energía lo que se ve reflejado como un flujo de calor por convección ( $q_{conv-fg}$ ).

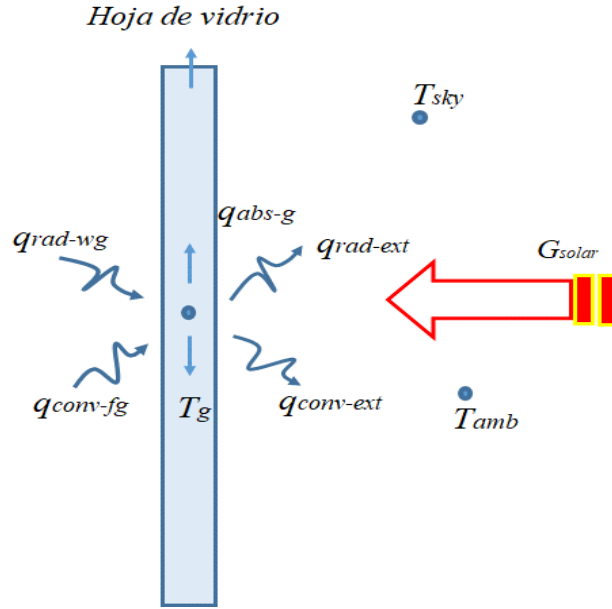


Figura 2.5. Balance de energía en el vidrio.

De esta figura se obtienen los balances de energía en la hoja de vidrio para poder obtener las ecuaciones que relacionen la temperatura  $T_g$ :

$$q_{abs} + q_{conv_{fg}} + q_{rad_{wg}} = q_{conv_{ext}} + q_{rad_{ext}}$$

$$\alpha_g^* G_{solar} + h_{conv_g} (T_f - T_g) + h_{rad_{wg}} (T_w - T_g) = h_{conv_{wind}} (T_g - T_{amb}) + h_{sky} (T_g - T_{sky}) \quad (2.39)$$

Factorizando  $T_g$ .

$$\left( h_{conv_g} + h_{rad_g} + h_{conv_{wind}} + h_{sky} \right) T_g - T_f \left( h_{conv_g} \right) - T_w \left( h_{rad_{wg}} \right) = h_{conv_{wind}} T_{amb} + h_{sky} T_{sky} + \alpha_g^* G_{solar} \quad (2.40)$$

El término  $\left( h_{conv_{wind}} T_{amb} + h_{sky} T_{sky} \right)$  se puede expresar como:

$$\left( h_{conv_{wind}} + h_{sky} \right) T_{amb} \quad (2.41)$$

a partir de:

$$q_{rad_{ext}} = \sigma \epsilon_g^* \left( T_g^4 - T_{sky}^4 \right) \quad (2.42a)$$

$$q_{rad_{ext}} = \sigma \varepsilon_g^* (T_g^2 - T_{sky}^2)(T_g^2 - T_{sky}^2) \quad (2.42b)$$

$$q_{rad_{ext}} = \underbrace{\sigma \varepsilon_g^* (T_g^2 - T_{sky}^2)}_{h_{sky}} (T_g - T_{sky})(T_g - T_{sky}) \quad (2.42c)$$

Por lo tanto se expresa como

$$q_{rad_{ext}} = h_{sky} (T_g - T_{sky}) \quad (2.43)$$

Entonces, se puede modificar la expresión anterior como:

$$q_{rad_{ext}} = h_{sky} \underbrace{\frac{T_g - T_{sky}}{T_g - T_{amb}}}_{h_{sky}^{new}} (T_g - T_{amb}) \quad (2.44)$$

Finalmente se obtienen:

$$q_{rad_{ext}} = h_{sky}^{new} (T_g - T_{amb}) \quad (2.45)$$

Para continuar estableciendo el modelo de balance de energía global, se realiza el balance de energía en el canal formado por la hoja de vidrio y la placa absorbedora, ya que a través de estas componentes se transfiere energía al fluido.

### 2.5.2 Balance de energía en el fluido: $Tf$

Considerando un pequeño elemento diferencial a lo alto de la chimenea de longitud  $Li=Dy$ , como se muestra en la Figura 2.6. En donde las temperaturas del canal formado por la hoja de vidrio ( $Tg$ ) y placa absorbedora ( $Tw$ ) se consideran uniformes pero diferentes entre si. Un flujo de calor por convección ( $q_{conv-wg}$ ) es provocado debido a la diferencia del nivel de energía entre la placa absorbedora y el fluido. De esta forma la energía transferida al fluido, el cual al interactuar con la superficie del vidrio también provoca un flujo de calor por convección ( $q_{conv-fg}$ ). La transferencia de calor en dirección vertical del fluido indica la extracción de calor a través de la chimenea, esto ocurre desde una energía de entrada ( $mCpT_{f,i}$ ) a lo largo de la chimenea.

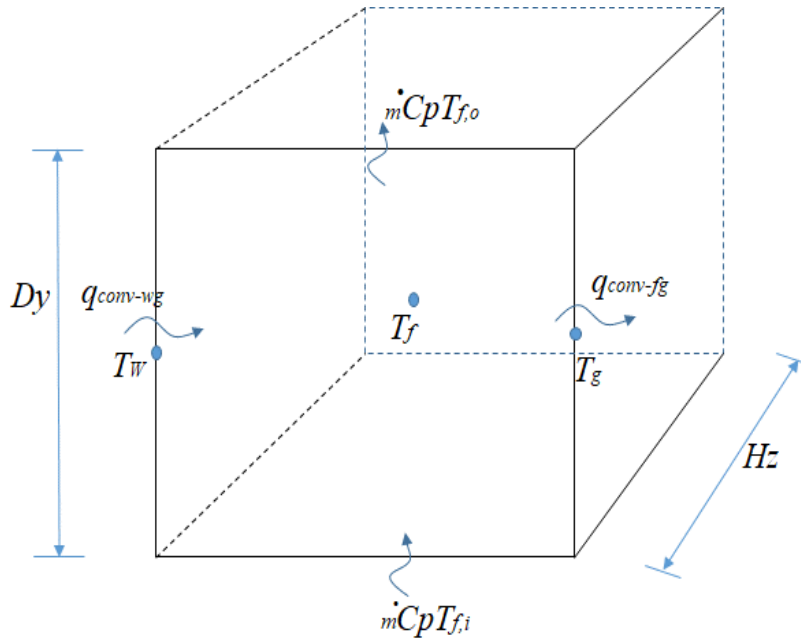


Figura 2.6. Balance en el volumen de control.

Un balance general para el elemento diferencial se presenta de la siguiente manera:

$$q_{conv_{wf}} + \dot{m}CpT_{f,i} = q_{conv_{fg}} + \dot{m}CpT_{f,o} \quad (2.46)$$

$$h_{conv_w}(T_w - T_f)(Dy * H_z) + \dot{m}CpT_{f,i} = h_{conv_g}(T_f - T_g)(Dy * H_z) + \dot{m}CpT_{f,o} \quad (2.47)$$

Por conservación de masa el flujo másico es el mismo a la entrada y a la salida al igual el  $Cp$ . Factorizando  $T_f$

$$T_g(h_{conv_g}) - T_f(h_{conv_w} + h_{conv_g}) + T_w(h_{conv_w}) = \frac{\dot{m}Cp}{H_z * Dy}(T_{f,o} - T_{f,i}) \quad (2.48)$$

De considerar una variación lineal de la temperatura  $T_f$  en función de  $T_{f,o}$  y  $T_{f,i}$  como:

$$T_f = \gamma T_{f,o} + (1 - \gamma)T_{f,i} \quad (2.49)$$

$$T_{f,o} = \frac{T_f - (1 - \gamma)T_{f,i}}{\gamma} \quad (2.50)$$

Por lo tanto

$$T_g(h_{conv_g}) - T_f(h_{conv_w} + h_{conv_g}) + T_w(h_{conv_w}) = \frac{mCp}{Hz * Dy} \left( \frac{T_f - (1-\gamma)T_{f,i}}{\gamma} - T_{f,i} \right) \quad (2.51)$$

$$\frac{T_f - T_{f,i}}{\gamma} = \left( \frac{T_f - (1-\gamma)T_{f,i}}{\gamma} - T_{f,i} \right)$$

$$T_g(h_{conv_g}) - T_f(h_{conv_w} + h_{conv_g}) + T_w(h_{conv_w}) = \frac{mCp}{\gamma * Hz * Dy} (T_f - T_{f,i}) \quad (2.52)$$

Donde  $T_{f,i} = T_{room}$

$$T_g(h_{conv_g}) - T_f \left( h_{conv_w} + h_{conv_g} + \frac{mCp}{\gamma * Hz * Dy} \right) + T_w(h_{conv_w}) = - \frac{mCp}{\gamma * Hz * Dy} T_{f,i} \quad (2.53)$$

Del balance realizado al elemento diferencial fue posible obtener las ecuaciones para obtener la relación que permita calcular la temperatura del fluido. Se describe a continuación el balance de energía global de la placa absorbedora, así como las relaciones de los coeficientes de transferencia de calor y los numero adimensionales que intervienen en el fenómeno.

### 2.5.3 Balance de energía en la pared absorbedora: $T_w$

De la energía que atravesó la hoja de vidrio y llego a la superficie absorbedora, el ser una parte absorbida se provoca un aumento en su temperatura ( $T_w$ ) por lo que, debido a la diferencia de temperatura entre la placa absorbedora con la superficie del vidrio y con el fluido al interior del canal, se presenta un intercambio radiativo superficial ( $q_{rad-wg}$ ), y un flujo convectivo ( $q_{conv-wf}$ ), respectivamente. De la misma pared en la superficie izquierda, se presentan pérdidas radiativas y convectivas al interactuar con el medio ambiente exterior ( $q_{int}$ ).

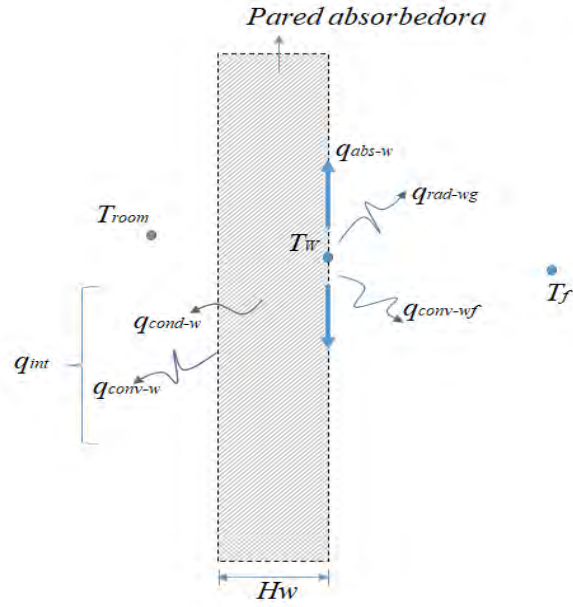


Figura 2.7. Modelo físico de la pared absorbidora.

El balance de energía para obtener las ecuaciones que relacionen la temperatura de la pared absorbidora se describe a continuación:

$$q_{abs_w} = q_{conv_f} + q_{rad_{wg}} + q_{int} \quad (2.54)$$

Donde la energía absorbida por la pared es la porción de la energía  $G_{solar}$  que atravesó la hoja de vidrio:

$$q_{abs_w} = \alpha_w^* (\tau_g^* G_{solar}) \quad (2.55)$$

Por lo tanto el balance se expresa como:

$$\alpha_w^* \tau_g^* G_{solar} = h_{conv_w} (T_w - T_f) + h_{rad_{wg}} (T_w - T_g) + \frac{h_{int}^* k_w}{k_w^* h_{int} \Delta w} (T_w - T_{room}) \quad (2.56)$$

Factorizando la temperatura de la pared  $T_w$

$$-h_{rad_{wg}} T_g - h_{conv_w} T_f + \left( h_{conv_w} + h_{rad_{wg}} + \frac{h_{int}^* k_w}{k_w^* h_{int} \Delta w} \right) T_w = \alpha_w^* \tau_g^* G_{solar} + \frac{h_{int}^* k_w}{k_w^* h_{int} \Delta w} T_{room} \quad (2.57)$$



Ya teniendo la ecuación para cada componente es necesario factorizar, para poder obtener la relación que permita obtener la temperatura de cada componente. Por lo tanto a continuación se presentan las Ecuaciones (2.40, 2.53, 2.57), las cuales en forma matricial se puede escribir como:

$$\begin{aligned} & \left( h_{conv_g} + h_{rad_g} + h_{conv_{wind}} + h_{sky} \right) T_g - T_f \left( h_{conv_g} \right) - T_w \left( h_{rad_{wg}} \right) = \\ & h_{conv_{wind}} T_{amb} + h_{sky} T_{sky} + \alpha_g^* G_{solar} \\ \\ & T_g \left( h_{conv_g} \right) - T_f \left( h_{conv_w} + h_{conv_g} + \frac{\dot{m}Cp}{\gamma^* Hz^* Dy} \right) + T_w \left( h_{conv_w} \right) = - \frac{\dot{m}Cp}{\gamma^* Hz^* Dy} T_{f,i} \\ \\ & -h_{rad_{wg}} T_g - h_{conv_w} T_f + \left( h_{conv_w} + h_{rad_{wg}} + \frac{h_{int}^* k_w}{k_w^* h_{int}^{\Delta w}} \right) T_w = \alpha_w^* \tau_g^* G_{solar} + \frac{h_{int}^* k_w}{k_w^* h_{int}^{\Delta w}} T_{room} \end{aligned}$$

En forma matricial

$$\begin{bmatrix} \left( h_{conv_g} + h_{rad_g} + h_{conv_{wind}} + h_{sky} \right) & - \left( h_{conv_g} \right) & \left( - h_{rad_{wg}} \right) \\ \left( h_{conv_g} \right) & - \left( h_{conv_w} + h_{conv_g} + \frac{\dot{m}Cp}{\gamma^* Hz^* Dy} \right) & \left( h_{conv_w} \right) \\ - \left( h_{rad_{wg}} \right) & - \left( h_{conv_w} \right) & \left( h_{conv_w} + h_{rad_{wg}} + \frac{h_{int}^* k_w}{k_w^* h_{int}^{\Delta w}} \right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_g \\ T_f \\ T_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h_{conv_{wind}} T_{amb} + h_{sky} T_{sky} + \alpha_g^* G_{solar} \\ - \frac{\dot{m}Cp}{\gamma^* Hz^* Dy} T_{f,i} \\ \alpha_w^* \tau_g^* G_{solar} + \frac{h_{int}^* k_w}{k_w^* h_{int}^{\Delta w}} T_{room} \end{bmatrix} \quad (2.58)$$

Esto es:

$$\begin{bmatrix} a_1 & b_1 & c_1 \\ a_2 & b_2 & c_2 \\ a_3 & b_3 & c_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} T_g \\ T_f \\ T_w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \end{bmatrix}$$

Para cerrar el modelo de balance de energía global y tener conocidos los coeficientes del sistema ecuaciones algebraicas anterior, se establece las siguientes relaciones de Dewitt (1996).

$$\text{Para flujo laminar: } \quad \text{Re} \leq 10^9 \quad \text{Nu} = 0.68 + \frac{\left(0.67 \text{Ra}^{\frac{1}{4}}\right)}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr}}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{4}{9}}}$$

$$\text{Para flujo turbulento: } \quad \text{Re} \geq 10^9 \quad \text{Nu} = \left\{ 0.825 + \frac{\left(0.387 \text{Ra}^{\frac{1}{6}}\right)}{\left[1 + \left(\frac{0.492}{\text{Pr}}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{8}{27}}}\right\}^2$$

donde

$$\text{el número de Prandtl es: } \quad \text{Pr} = \frac{\nu}{\alpha}, \quad \nu = \frac{\mu}{\rho}$$

$$\text{el número de Rayleigh es: } \quad \text{Ra} = \text{Gr Pr}, \quad \text{Ra} = \frac{g\beta(T - T_f)L_i^3}{\alpha\nu}$$

$$\text{y el número de Grashof es: } \quad \text{Gr} = \frac{g\beta(T - T_f)L_i^3}{\nu^2}$$

y se considera que:

$$T = T_w \quad \text{o} \quad T_g \quad \text{y} \quad h_{\text{conv}_g} \quad \text{o} \quad h_{\text{conv}_g} = \frac{\text{Nu}k}{L_i}$$

El coeficiente convectivo de transferencia de calor ( $h_{ext}$ ) referido en el libro de Duffe y Beckman (1991).

$$h_{conv_{wind}} = 5.7 + 3.8 V_{wind}; \quad V_{wind} = \text{velocidad del viento} \quad (2.59)$$

El coeficiente de transferencia de calor radiativo ( $h_{rad}$ )

Para placas paralelas es:

$$h_{rad_{wg}} = \frac{\sigma (T_g^2 + T_w^2)(T_g + T_w)}{\left( \frac{1}{\epsilon_g^*} + \frac{1}{\epsilon_w^*} - 1 \right)}; \quad \sigma = \text{constante de Stefan-Boltzman} \quad (2.60)$$

Para las pérdidas / ganancias radiativas ( $h_{sky}$ )

$$h_{sky} = \sigma \epsilon_g^* (T_g^2 + T_{sky}^2)(T_g + T_{sky}) \quad (2.61)$$

Donde la temperatura de cielo  $T_{sky}$  es dada (Ong, (2003))

$$T_{sky} = 0.0552 T_{amb}^{1.5} \quad (2.62)$$

El flujo másico para una temperatura de aire uniforme de la habitación viene dado como [Bansal et al. (1993) y Andersen, (1995)]:

$$m = Cd \frac{\rho_{f,out} A_o}{\sqrt{1 + A_o}} \sqrt{\frac{2g L_i (T_f - T_{room})}{T_{room}}} \quad (2.63)$$

donde

$Cd = \text{coeficiente de descarga.}$

$\rho_{f,out} = \text{densidad del fluido}$

$A_o = \text{area de salida}$

$A_i = \text{area de entrada}$

$A_r = \frac{A_o}{A_i} = \text{razon de area}$

$$T_{room} = T_{f,i} = \text{Temp. cte de entrada a la chimenea}$$

$$L_i = \text{Altura o Longitud desde la entrada hasta la salida}$$

Las propiedades físicas del aire reportadas por Ong (2003), para un intervalo de temperatura del fluido de 300 a 350K:

$$\mu_f = [1.846 + 0.00472 (T_f - 300)] \times 10^{-5}$$

$$\rho_f = 1.1614 - 0.00353 (T_f - 300)$$

$$k_f = 0.0263 + 0.00355 (T_f - 300)$$

$$Cp_f = (1.007 + 0.00004 (T_f - 300)) \times 10^3$$

donde el coeficiente de expansión térmica es:

$$\beta_f = 1/T_f$$

Planteado el modelo matemático del sistema acoplado, a continuación, se describe la metodología de solución del modelo matemático, para la cavidad ventilada la cual será a través de la técnica de volumen finito y para la chimenea solar la solución del sistema de ecuaciones matricial resultante del modelo de balance de energía global.

# **CAPÍTULO 3**

## **METODOLOGÍA DE SOLUCIÓN**

### **DEL MODELO MATEMÁTICO**

En este capítulo se presenta la técnica de volumen finito para la solución numérica de los modelos matemáticos. Se describe el algoritmo SIMPLEC (SIMPLE-Consistent) para el acoplamiento de las ecuaciones de conservación de masa y momentum, también se presenta el Método de Radiación Neta empleado para resolver el intercambio radiativo superficial entre las paredes de la cavidad ventilada, también el método de solución para la transferencia de calor a través del muro opaco y el procedimiento de solución para la chimenea solar; el cual esta basado en el balance de energía global.

### 3.1 Método de solución de las ecuaciones de conservación

Las ecuaciones gobernantes del flujo de fluidos y transferencia de calor no tienen una solución analítica debido a la no linealidad de los términos inerciales de las ecuaciones de cantidad de movimiento. Además, estas ecuaciones contienen gradientes de presión que no se conocen, puesto que no se cuenta con una ecuación que describa a esta variable. En consecuencia, es necesario elegir y utilizar un método numérico para dar solución a las ecuaciones gobernantes, los métodos más utilizados para resolver las ecuaciones de conservación son: el Método de diferencias finitas (MDF), el Método de volumen finito (MVF) y el Método de elemento finito (MEF). La diferencia entre ellos radica en la manera en que las variables son aproximadas durante el proceso de discretización. El procedimiento numérico está basado en forma general en los siguientes pasos:

- Discretización por sustitución de aproximaciones en las ecuaciones gobernantes y subsecuentemente manipulaciones matemáticas para obtener un sistema de ecuaciones algebraicas.
- Solución de las ecuaciones algebraicas por algún método directo o indirecto.

En este trabajo se eligió el método de volúmenes finitos para resolver las ecuaciones gobernantes del fluido, debido a que, las ecuaciones discretizadas bajo la formulación de volúmenes finitos expresan el principio de conservación de las diferentes cantidades físicas en un volumen de control, exactamente como las ecuaciones diferenciales expresando este principio a través de un volumen de control infinitesimal.

### 3.2 Métodos de volúmenes finitos (MVF)

Este método permite discretizar y resolver numéricamente las ecuaciones de conservación de Navier-Stokes. Para esto es necesario definir una malla numérica, donde el dominio de estudio es subdividido en un número finito de volúmenes de control (VC) contiguos, y las ecuaciones de conservación son aplicadas para cada volumen de control; el volumen total de fluido resulta ser igual a la suma de los volúmenes de control considerados.

El método de volumen finito se resume en los siguientes pasos:

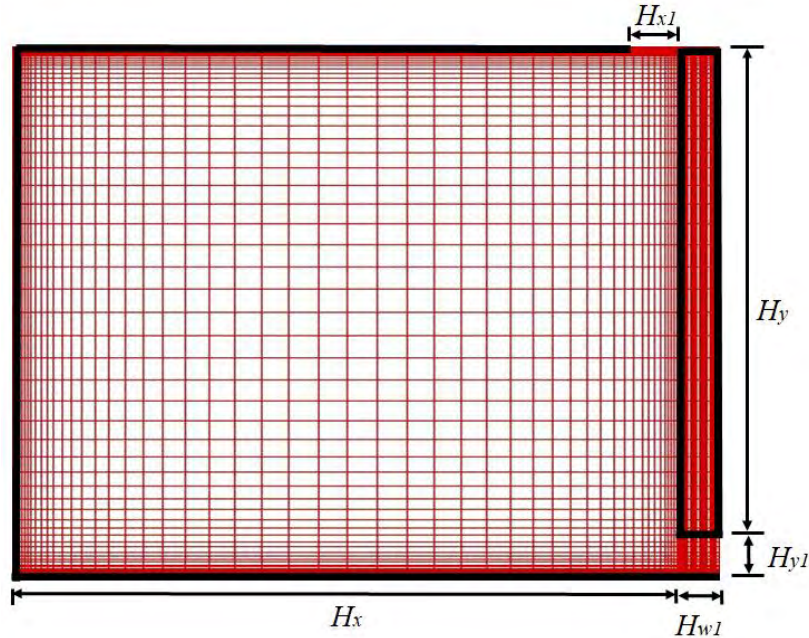
- Definir y generar una malla numérica, la cual representa el dominio de cálculo en que se desea conocer el valor de las variables.
- Discretización de las ecuaciones gobernantes del fenómeno que se estudia, es decir la ecuación diferencial a resolver se integra sobre cada uno de los volúmenes de control, dando como resultados un sistema de ecuaciones algebraicas.
- Solución de las ecuaciones algebraicas mediante algún método de solución de ecuaciones algebraicas.

Se usa un arreglo considerando que en el centro de cada volumen de control se tiene un nodo computacional, en el cual las variables son calculadas. Como resultado de la discretización de las ecuaciones de conservación se obtiene una ecuación algebraica para cada volumen de control, en la cual aparecen valores de los nodos vecinos. El MVF puede ser acomodado para cualquier tipo de malla, y por lo tanto puede ser aplicado a geometrías complejas. La malla define únicamente las fronteras de los volúmenes de control; el método es conservativo por construcción ya que considera la conservación integral de masa, momentum y energía, y estos se satisfacen para un número cualquiera de volúmenes de control.

### 3.2.1 Generación de malla ó dominio computacional

El tipo de malla es importante, este debe de estar bien adaptada a la geometría del caso a estudiar, ya que esto permite introducir las condiciones de contorno adecuadas para que los resultados sean físicamente aceptables. Si la malla es la adecuada para definir la geometría del fluido, el dominio es dividido en pequeños espacios denominados volúmenes de control (vc).

Para la presente tesis se muestra la malla numérica que representa el problema (Figura 3.1), esta malla se conoce como malla estructurada no uniforme, es no uniforme porque en las regiones próximas a las paredes se tiene una distribución más densa de volúmenes de control. Esta distribución no uniforme es necesario porque los gradientes de temperatura, velocidad, etc., en estas regiones son mayores que en el centro de la cavidad.



**Figura 3.1.** Malla estructurada no uniforme

La malla espacial es muy importante en la solución de los resultados ya que a partir de una malla adecuada a la geometría del sistema se podrá especificar las condiciones de frontera adecuadas para obtener resultados físicamente esperados. También, es importante cuidar la densidad de la malla, pues de acuerdo a ella se puede aumentar exponencialmente el tiempo en el proceso de solución.

### 3.3. Ecuación generalizada de convección-difusión

La expresión que representa a las ecuaciones diferenciales que gobiernan los procesos bajo estudio y los principios de conservación (masa, energía, momentum, etc.) es la ecuación generalizada de convección-difusión.

La ecuación (3.1) representa la ecuación general de convección-difusión en 2-D, la cual está dada por Patankar (1980), como:

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u\phi)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v\phi)}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(\Gamma \frac{\partial\phi}{\partial y}\right) + S \quad (3.1)$$

El primer término de la ecuación representa la acumulación de la variable  $\phi$  en el volumen de control (término transitorio), el segundo término representa el flujo neto de  $\phi$  en el



volumen diferencial a causa del transporte de  $\phi$  por los movimientos convectivos (término convectivo), el tercer término representa el flujo neto de  $\phi$  en el volumen de control debido a las corrientes difusivas (término difusivo) y el último término es la generación al interior del volumen de control de la variable  $\phi$  (término fuente). En este último se engloban los términos que no pueden ser agrupados en los demás términos. En la siguiente tabla se puede apreciar las equivalencias de las ecuaciones de conservación de masa, momentum, energía y las ecuaciones del modelo de turbulencia  $\kappa-\varepsilon$  en los términos  $\phi$ ,  $\Gamma$  y  $S$  respecto a la ecuación generalizada.

**Tabla 3.1** Equivalencias de la formulación generalizada.

Ecuación de conservación	$\phi$	$\Gamma$	$S$
Masa	1	0	0
Momentum en $x$	$u$	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial x} \right]$
Momentum en $y$	$v$	$\mu + \mu_t$	$-\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g \beta (T - T_0) + \frac{\partial}{\partial x} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial u}{\partial y} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[ (\mu + \mu_t) \frac{\partial v}{\partial y} \right]$
Energía	$T$	$\frac{\lambda}{C_p} + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa}$	0
Energía cinética turbulenta	$\kappa$	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\kappa}$	$P_\kappa + G_\kappa - \rho \varepsilon$
Disipación de la energía cinética turbulenta	$\varepsilon$	$\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon}$	$[C_{1\varepsilon} (P_\kappa + C_{3\varepsilon} G_\kappa) - C_{2\varepsilon} \rho \varepsilon] \frac{\varepsilon}{\kappa}$

### 3.3.1 Discretización de la ecuación generalizada de convección–difusión

En la Figura 3.2 se muestra un volumen de control sobre una malla cartesiana bidimensional. Esta malla se utiliza para la discretización de la ecuación generalizada bidimensional. El volumen de control representa cualquier volumen de la malla y está relacionado con los nodos vecinos norte (N), sur (S), este (E), oeste (W) a través de los flujos  $J_i$ . Por integrar la Ecuación (3.1) sobre los límites geométricos del volumen de control, se obtiene:

$$\frac{\partial(\overline{\rho\phi})}{\partial t} \Delta x \Delta y + [(\rho u \phi)_e - (\rho u \phi)_w] \Delta y + [(\rho v \phi)_n - (\rho v \phi)_s] \Delta x = \left[ \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y + \left[ \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x + \overline{S} \Delta x \Delta y \quad (3.2)$$

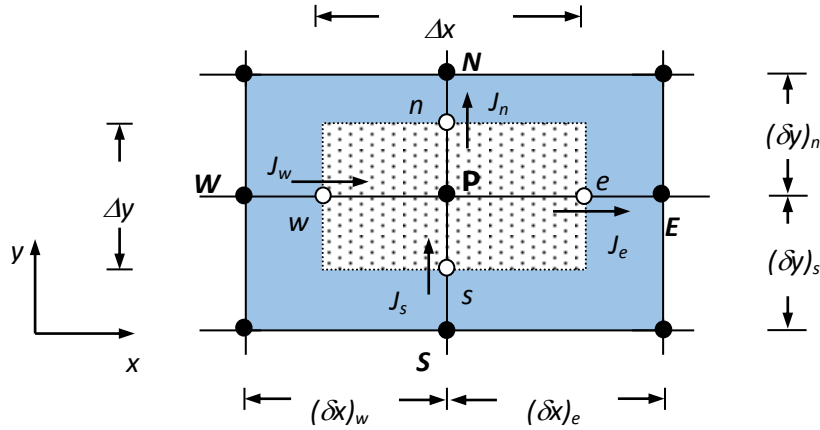


Figura 3. 2. Volumen de control sobre una malla bidimensional.

Es importante mencionar que los términos  $\overline{(\rho\phi)}$  y  $\overline{S}$  son términos promedios representativos de todo el volumen de control. Sin embargo, la Ecuación (3.2) todavía no ha sido integrada en el tiempo; para tomar en cuenta la variación de las  $\phi$ 's con el tiempo de  $t(n)$  a  $t+\Delta t(n+1)$ , se hace uso de la siguiente expresión:

$$\int_t^{t+\Delta t} \phi dt = [f\phi^{n+1} + (1-f)\phi^n] \Delta t \quad (3.3)$$

donde:

$f = 0.0$  el esquema es explícito

$f = 0.5$  el esquema es Crank Nicolson

$f = 1.0$  el esquema es implícito.

El esquema que se usó en la presente tesis es el implícito ( $f=1.0$ ). Finalmente, siguiendo la consideración de  $f=1.0$ , el resultado de la integración temporal de la Ecuación (3.2) en el volumen de control es:

$$\begin{aligned} & \frac{[(\rho\phi)_P^{n+1} - (\rho\phi)_P^n]}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u \phi)_e^{n+1} - (\rho u \phi)_w^{n+1}] \Delta y + [(\rho v \phi)_n^{n+1} - (\rho v \phi)_s^{n+1}] \Delta x = \\ & \left[ \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e^{n+1} - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w^{n+1} \right] \Delta y + \left[ \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n^{n+1} - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s^{n+1} \right] \Delta x + S^{n+1} \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3.4)$$

Para la simplificación de la ecuación anterior, se definen los siguientes términos: Flujos convectivos de masa por unidad de área a través del volumen de control:

$$\begin{aligned} F_e &= (\rho u)_e \Delta y \\ F_w &= (\rho u)_w \Delta y \\ F_n &= (\rho v)_n \Delta x \\ F_s &= (\rho v)_s \Delta x \end{aligned} \quad (3.5)$$

También los términos difusivos en las caras del volumen de control:

$$D_e = \frac{\Gamma_e}{(\delta x)_e} \Delta y \quad (3.6a)$$

$$D_w = \frac{\Gamma_w}{(\delta x)_w} \Delta y$$

$$D_n = \frac{\Gamma_n}{(\delta x)_n} \Delta x \quad (3.6b)$$

$$D_s = \frac{\Gamma_s}{(\delta x)_s} \Delta x$$

Y se define el número de Peclet el cual es una medida de la razón de fuerzas convectivas y difusivas, es decir una medida de intensidad de la convección:

$$\begin{aligned} Pe_e &= F_e / D_e \\ Pe_w &= F_w / D_w \\ Pe_n &= F_n / D_n \\ Pe_s &= F_s / D_s \end{aligned} \quad (3.7)$$

Finalmente, los flujos totales a través de las caras de volumen de control (flujos convectivos más flujos difusivos):

$$\begin{aligned}
J_e &= \left[ (\rho U \phi)_e - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e \right] \Delta y \\
J_w &= \left[ (\rho U \phi)_w - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \Delta y \\
J_n &= \left[ (\rho v \phi)_n - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_n \right] \Delta x \\
J_s &= \left[ (\rho v \phi)_s - \left( \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)_s \right] \Delta x
\end{aligned} \tag{3.8}$$

Si se sustituyen los términos de las ecuaciones (3.8) en la ecuación (3.4) y tomando  $n = 0$ , se obtiene la siguiente expresión:

$$\frac{(\rho \phi)_P - (\rho \phi)_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = S \Delta x \Delta y \tag{3.9}$$

El término fuente  $S$  puede depender de la variable  $\phi$ , entonces para tomar en cuenta este escenario, el término se separa en dos partes. Una parte que dependa de la variable y la otra que no dependa de la variable directamente. Entonces el término fuente se puede escribir linealmente como:  $S = S_C + S_P \phi_P$ . El término  $S_C$  no depende de la variable directamente. Bajo esta modificación, la Ecuación (3.9) se expresa como:

$$\frac{(\rho \phi)_P - (\rho \phi)_P^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (J_e - J_w) + (J_n - J_s) = (S_C + S_P \phi_P) \Delta x \Delta y \tag{3.10}$$

Donde el superíndice “0” indica el tiempo anterior (n) y se ha omitido escribir (n+1) como el tiempo presente. Para el caso particular de la ecuación de continuidad, la ecuación se reduce a:

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + (F_e - F_w) + (F_n - F_s) = 0 \tag{3.11}$$

Para asegurar, que cada ecuación discreta cumple con el principio de conservación, se introduce la ecuación de continuidad. De esta manera, se asegura que la solución final obtenida mediante el proceso iterativo cumplirá con el principio de conservación de masa.

Multiplicando la Ecuación (3.11) por  $\phi_p$  y restando la ecuación resultante a la Ecuación (3.10), se llega a la ecuación que finalmente se usará como discreta:

$$\begin{aligned} & (\phi_p - \phi_p^0) \frac{\rho_p^0}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(J_e - F_e \phi_p) - (J_w - F_w \phi_p)] + \\ & [(J_n - F_n \phi_p) - (J_s - F_s \phi_p)] = (S_c + S_p \phi_p) \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3.12)$$

En el desarrollo anterior se presentó como convertir las ecuaciones diferenciales a ecuaciones discretas. Ahora se muestra como pasar la ecuación discreta a una notación de coeficientes agrupados (expresar la variable de un nodo P en función de la variable de los nodos vecinos E, W, N, S. En función de otros parámetros que engloben el término fuente). Para ello, se usará la formulación de esquema generalizado para evaluar los siguientes términos (Patankar, 1980):

$$\begin{aligned} (J_e - F_e \phi_p) &= a_E (\phi_p - \phi_E) \\ (J_w - F_w \phi_p) &= a_W (\phi_p - \phi_W) \\ (J_n - F_n \phi_p) &= a_N (\phi_p - \phi_N) \\ (J_s - F_s \phi_p) &= a_S (\phi_p - \phi_S) \end{aligned} \quad (3.13)$$

Finalmente, se obtiene la ecuación de convección-difusión (ecuación generalizada) en notación de coeficientes agrupados, como resultado de sustituir la Ecuación (3.13) en la Ecuación (3.12) se puede escribir:

$$a_P \phi_P = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b \quad (3.14a)$$

ó también como:

$$a_P \phi_P = \sum_{vecinos} a_{vecinos} \phi_{vecinos} + b \quad (3.14b)$$

donde:

$$a_E = D_e A (|Pe_e|) + \max[-F_e, 0] \quad (3.15)$$

$$a_W = D_w A (|Pe_w|) + \max[F_w, 0] \quad (3.16)$$

$$a_N = D_n A(|Pe_n|) + \max[-F_n, 0] \quad (3.17)$$

$$a_S = D_s A(|Pe_s|) + \max[F_s, 0] \quad (3.18)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} - S_P \Delta x \Delta y \quad (3.19)$$

$$b = \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \phi_P^0 + S_C \Delta x \Delta y \quad (3.20)$$

La función  $A(|Pe|)$  es una función que depende del esquema de aproximación utilizado. La diferencia entre los diferentes esquemas radica en la manera de evaluar determinadas propiedades en las fronteras del volumen de control. Evaluar la función  $A(|Pe|)$ , implica conocer los valores de las variables dependientes en las fronteras de los volúmenes de control.

Esto a su vez permitirá calcular los flujos totales a través de las mismas, así como los coeficientes que aparecen en la Ecuación discretizada (3.14a). Para ello, el método de volumen finito utiliza esquemas de aproximación que pueden ser de bajo o alto orden.

Patankar, (1980), presenta algunos esquemas de bajo orden como: Upwind, Híbrido, Exponencial y Ley de potencia. En particular el autor recomienda este último, por su bajo costo computacional y por sus resultados satisfactorios.

### 3.4 Esquemas de aproximación numéricos

En todas las ecuaciones es necesario conocer los valores de las variables en las caras de los volúmenes de control. El cálculo de las relaciones necesarias para las variables en las caras de los volumen de control es una de las principales dificultades cuando se usa el método de volumen finito, por lo que la convergencia del algoritmo, así como también la exactitud de los resultados dependen de la forma de calcular la variable en la interfase del volumen de control. La diferencia entre los esquemas de aproximación radica en seleccionar el tipo de aproximación de los términos convectivos. Dependiendo del tipo de aproximación se pueden llegar a tener problemas de convergencia. En particular, para la aproximación del

gradiente difusivo se recomienda usar una diferencia centrada. Está demostrado analíticamente que la mejor aproximación para los términos difusivos es una diferencia centrada (Versteeg et al., 2007).

Los esquemas de bajo orden toman uno o dos puntos nodales para la aproximación del valor en la interface del volumen de control (Upwind, Híbrido, etc.).

Algunos esquemas de bajo orden son:

- a) **Corriente Arriba (Upwind Scheme).** Aproxima el valor de la variable en la frontera del volumen de control con el valor nodal inmediatamente a la frontera, según el sentido de la velocidad. Presenta resultados físicamente aceptables pero con baja exactitud. Para mejorar la exactitud se tiene que emplear una malla más densa, pero un buen comportamiento para la convergencia, ya que no es oscilatorio.
- b) **Centrado (Central Difference Scheme).** Usa el promedio de los dos valores nodales más cercanos a la frontera para aproximar a la variable. Funciona bien para problemas a bajas velocidades pero no es aconsejable para situaciones altamente convectivas ya que no representa adecuadamente el transporte convectivo de las propiedades.
- c) **Híbrido (Híbrido Scheme).** Combina las características del esquema centrado y del esquema de corrientes arriba. Usa el esquema centrado para velocidades bajas y para velocidades elevadas utiliza las características del esquema de corrientes arriba.
- d) **Exponencial (Exponential Scheme).** Está basado en la solución analítica unidimensional considerando propiedades constantes y estado permanente. Funciona bien para problemas en 1-D pero presenta demasiado tiempo de cómputo (el cálculo del exponente puede presentar problemas). No es recomendable para problemas multidimensionales.
- e) **Ley de Potencia (Power Law Scheme).** Es una modificación del Esquema Híbrido con base en el esquema exponencial, presenta exactitud similar en los resultados que el esquema exponencial pero con mejora de la convergencia.

En la Tabla 3.2 se observan los valores de la función  $A(Pe)$  para los diferentes esquemas de bajo orden.

Tabla 3.2. Función  $A(|Pe|)$ .

Esquema numérico	$A( Pe )$
Corrientes arriba	1
Centrado	$1 - 0.5 Pe $
Híbrido	$\max[0, (1 - 0.5 Pe )]$
Exponencial	$ Pe  / (\exp( Pe ) - 1)$
Ley de potencia	$\max[0, (1 - 0.1 Pe )^5]$

### 3.5 Algoritmo de acople SIMPLE y SIMPLEC

El algoritmo SIMPLE es una técnica de solución secuencial para el acople de las ecuaciones de conservación de masa y momentum, el cual usa las variables primarias (velocidad y presión). Entre los problemas que se tienen en el algoritmo SIMPLE es la representación del gradiente de presión en las ecuaciones de momentum. Patankar (1980) demostró que al discretizar dichas ecuaciones en los mismos nodos computacionales provoca una distribución de presión oscilatoria no correspondiente a la solución real, por lo que propuso la utilización de mallas desplazadas, así también, existen complicaciones en la condición de frontera de la ecuación de corrección de presión ( $P'$ ) y la inconsistencia de tener que usar bajo-relajación para la presión ( $P$ ).

#### 3.5.1 Malla desplazada

Uno de los pasos usados para el acople de las ecuaciones de masa y momentum es el uso de mallas superpuestas en función de la variable que se requiere calcular. Se utilizan tres o cuatro mallas superpuestas para los casos de dos y tres dimensiones respectivamente.

La malla principal centrada es aquella en la cual se representan las variables escalares, es decir, presión, temperatura, energía cinética turbulenta, etc. las otras mallas se desplazan en las direcciones  $x$ ,  $y$  (para 2-D) de tal forma que las fronteras de sus volúmenes de control coinciden con los puntos nodales de la malla principal. Una de las ventajas de usar malla desplazadas es el tener el centro o nodo representativo en una posición de frontera del volumen de control de la malla centrada, ya que para la solución de las variables sobre la malla centrada se necesita información de los flujos en las fronteras de los volúmenes de



control y el hecho de tener los nodos de velocidades en estas fronteras evita el tener que interpolar los valores consiguiendo resultados correctos. En la Figura 3.3 se muestra el desplazamiento de las mallas para 2-D.

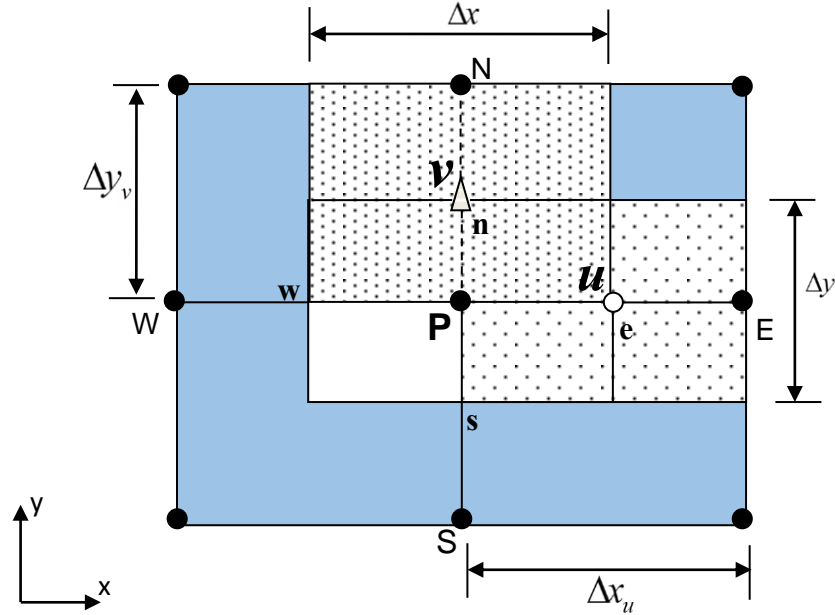


Figura 3.3. Volumen de malla desplazada en 2-D.

### 3.5.1.1 Gradiente de presión

Para la discretización de la ecuación de conservación de momentum en dirección  $x$ , la representación del gradiente de presión en el nodo  $p$  ( $-dp/dx$ ) integrado sobre el volumen de control es la caída de presión  $(P_w - P_e)/\Delta x$ , la cual es la presión ejercida sobre la frontera Oeste (w) menos la presión ejercida sobre la frontera Este (e) del volumen de control. Este término es la presión neta ejercida sobre el volumen de control.

Debido a que las presiones son calculadas en la malla principal, no se cuenta con información en la frontera de los volúmenes de control, por lo que se realiza una interpolación lineal con los valores de los nodos vecinos, de tal manera que si la malla usada es regular el gradiente de presión puede escribirse como:

$$\frac{P_w - P_e}{\Delta x} = \frac{P_W + P_P}{2\Delta x} - \frac{P_P + P_E}{2\Delta x} = \frac{P_W - P_E}{2\Delta x} \quad (3.21)$$

De la Ecuación (3.21) se puede apreciar que la evaluación del gradiente de presión es la diferencia entre dos puntos alternantes y esto físicamente no es lógico. En la Figura 3.4 se puede observar el problema que se presenta al tener una distribución de presión no uniforme, lo cual sería una inconsistencia.

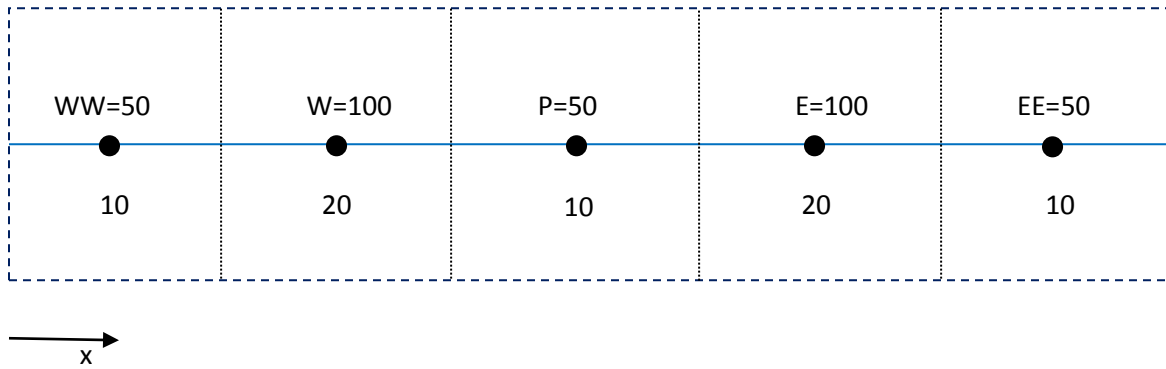


Figura 3.4. Malla centrada 1-D.

El hecho de desplazar las mallas para las velocidades implica que las fronteras de sus volúmenes de control están sobre los puntos nodales de la malla centrada y sobre estos puntos se tiene información de la presión, por lo tanto, los balances de presión son inmediatos.

### 3.5.2. Formulación del algoritmo SIMPLE

La estructura de algoritmo SIMPLE está compuesta de 2 partes básicamente: la suposición de una distribución de presiones para la obtención de las componentes de velocidades ( $u, v$ ) y la posterior corrección de estas distribuciones y de la presión mediante la solución de una ecuación de corrección de presión llamada  $P'$ . El algoritmo SIMPLE se resume paso a paso como sigue:

#### Paso 1

Se descompone el término fuente de las ecuaciones de conservación de momentum, de tal forma que la presión aparezca explícitamente:

$$b^u = -A_e(P_E - P_P) + b_1^u \tag{3.22a}$$

$$b^v = -A_n(P_N - P_P) + b_1^v \tag{3.22b}$$

donde  $A_i$  es el área de la cara  $i$  del volumen de control. Bajo la descomposición anterior las ecuaciones discretizadas de momentum para dos dimensiones (en notación de coeficientes agrupados) se pueden escribir como:

$$a_e^u u_e = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos} - A_e (P_E - P_P) + b_1^u \quad (3.23a)$$

$$a_n^v v_n = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos} - A_n (P_N - P_P) + b_1^v \quad (3.23b)$$

### Paso 2

Las ecuaciones discretizadas de conservación de momentum anteriores pueden ser resueltas si el campo de presión es conocido o estimado. Para esto se supone un campo de presión  $P^*$ . Representando el nuevo campo de velocidades como  $u^*$  y  $v^*$ , la Ecuación (3.23) se puede reescribir como:

$$a_e^u u_e^* = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u u_{vecinos}^* - A_e (P_E^* - P_P^*) + b_1^u \quad (3.24a)$$

$$a_n^v v_n^* = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v v_{vecinos}^* - A_n (P_N^* - P_P^*) + b_1^v \quad (3.24b)$$

### Paso 3

Se propone que la distribución de presión correcta  $P$  se obtiene a partir de una corrección de presión  $P'$ , como sigue:

$$P = P^* + P' \quad (3.25)$$

Esta modificación implica modificar los campos de velocidad a través de velocidades de corrección  $u'$  y  $v'$ . Se puede expresar finalmente como:

$$u = u^* + u' \quad (3.26a)$$

$$v = v^* + v' \quad (3.26b)$$

Si las ecuaciones de conservación de momentum para las velocidades correctas; Ecuaciones (3.23a) y (3.23b) se les restan las ecuaciones de velocidades supuestas; Ecuaciones (3.24a) y (3.24b), se obtiene una nueva ecuación de conservación de momentum para las correcciones de la velocidad, según las Ecuaciones (3.26a) y (3.26b) en función del campo de presión corregido dado como:

$$a_e^u u'_e = \sum_{\text{vecinos}} a_{\text{vecinos}}^u u'_{\text{vecinos}} - A_e (P'_E - P'_P) \quad (3.27a)$$

$$a_n^v v'_n = \sum_{\text{vecinos}} a_{\text{vecinos}}^v v'_{\text{vecinos}} - A_n (P'_N - P'_P) \quad (3.27b)$$

Se introduce la aproximación de desvanecer los términos  $\sum a_{\text{vecinos}}^u u'_{\text{vecinos}}$  y  $\sum a_{\text{vecinos}}^v v'_{\text{vecinos}}$  con el fin de simplificar la relación entre las velocidades de corrección y a la presión de corrección. La omisión de estos términos es la principal aproximación del algoritmo SIMPLE (la justificación de la omisión de las sumatorias está dada en detalle por Patankar, 1980). Entonces las Ecuaciones (3.27a) y (3.27b) se reduce a:

$$u'_e = d_e^u (P'_P - P'_E) \quad (3.28a)$$

$$v'_n = d_n^v (P'_P - P'_N) \quad (3.28b)$$

Los coeficientes  $d_e^u$  y  $d_n^v$  representan la relación entre las velocidades de corrección y la presión de corrección. Estos varían en función de la variable de corrección de la familia del algoritmo SIMPLE.

El algoritmo SIMPLE asume que las velocidades de corrección de un nodo cualquiera  $P$  dependen solo de la variación de la presión de corrección. Este criterio es cierto a medida que el proceso iterativo se va aproximando a las velocidades correctas ya que las velocidades de corrección tienden a cero. Entonces las expresiones de  $d_e^u$  y  $d_n^v$  son:

$$d_e^u = \frac{A_e}{a_e^u} \quad (3.29a)$$

$$d_n^v = \frac{A_n}{a_n^v} \quad (3.29b)$$

El concepto del algoritmo SIMPLEC (SIMPLE-Consistent) es el mismo que en el SIMPLE, la diferencia consiste en como considerar la relación para las velocidades de corrección y la presión de corrección, es decir los valores de  $d_e^u$  y  $d_n^v$  son diferentes. El procedimiento se presenta a continuación.

A partir de las Ecuaciones (3.27a) y (3.27b) para la velocidad de corrección se le restan de ambos lados de la ecuación la sumatoria de los coeficientes vecinos multiplicada por la velocidad de corrección. Esto se expresa como:

$$\left( a_e^u - \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u \right) u_e' = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u (u_{vecinos}' - u_e') - A_e (P_E' - P_P') = A_e (P_E' - P_P') \quad (3.30a)$$

$$\left( a_n^v - \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v \right) v_n' = \sum_{vecinos} a_{vecinos}^v (v_{vecinos}' - v_n') - A_n (P_N' - P_P') = A_n (P_N' - P_P') \quad (3.30b)$$

Aquí la aproximación que hace el algoritmo SIMPLEC es suponer que las sumatorias de los coeficientes multiplicada por las diferencias de velocidad de corrección en cada volumen de control es nulo. Es decir si la presión  $P$  es modificada por la  $P'$ , la velocidad  $u_e$  responderá a un cambio a través de  $u_e'$ , la cual es una respuesta de sus puntos vecinos  $u_{vecinos}'$  todos estos cambios de velocidad podrían ser del mismo orden.

Como es evidente la aproximación del SIMPLEC es más precisa ya que la velocidad de corrección  $u_e'$  es el resultado de sus velocidades vecinas y por lo tanto el término  $\sum a_{vecinos}^u (u_{vecinos}' - u_e')$  puede ser considerado nulo. Entonces las expresiones de  $d_e^u$  y  $d_n^v$  del SIMPLEC son:

$$d_e^u = \frac{A_e}{\left[ a_e^u - \sum_{vecinos} a_{vecinos}^u \right]} \quad (3.31a)$$

$$d_n^v = \frac{A_n}{\left[ a_n^v - \sum_{\text{vecinos}} a_{\text{vecinos}}^v \right]} \quad (3.31b)$$

Conociendo las velocidades de corrección se pueden calcular las velocidades a partir de las Relaciones (3.26a) y (3.26b) como:

$$u_e = u_e^* + d_e^u (P'_P - P'_E) \quad (3.32a)$$

$$v_n = v_n^* + d_n^v (P'_P - P'_N) \quad (3.32b)$$

#### Paso 4

En este último paso, se necesita determinar la información adecuada para la corrección de la presión  $P'$ . Esta información se obtuvo de la ecuación de continuidad integrada en un volumen de control sobre una malla centrada (malla principal).

$$\frac{(\rho_P - \rho_P^0)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u)_e - (\rho u)_w] \Delta y + [(\rho v)_n - (\rho v)_s] \Delta x = 0 \quad (3.33)$$

Esta ecuación se puede expresar en función de la presión de corrección a través de las Ecuaciones (3.32a) y (3.32b) como:

$$a_P P'_P = a_E P'_E + a_W P'_W + a_N P'_N + a_S P'_S + b \quad (3.34)$$

donde:

$$a_E = \rho_e d_e^u \Delta y \quad (3.35)$$

$$a_W = \rho_w d_w^u \Delta y \quad (3.36)$$

$$a_N = \rho_n d_n^v \Delta x \quad (3.37)$$

$$a_S = \rho_s d_s^v \Delta x \quad (3.38)$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S \quad (3.39)$$

$$b = \frac{(\rho_p^0 - \rho_p)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x = 0 \quad (3.40)$$

Las velocidades en el término  $b$  de la ecuación de corrección de presión son las velocidades determinadas de la ecuación de conservación de momentum, estas representan la ecuación de continuidad integrada en el volumen de control en términos de las velocidades estimadas con signo cambiado.

Si el término  $b$  es aproximadamente igual a cero, esto significa que las velocidades satisfacen la ecuación de continuidad y por lo tanto no se necesita corrección de presión. El valor de la densidad estará disponible solamente en los nodos de la malla principal (malla centrada), entonces las densidades en la interface del volumen de control principal tal como  $\rho_e$  debe ser aproximada a través de alguna interpolación.

A continuación, se presenta el orden de ejecución del algoritmo:

- Suponer un campo de presión  $p^*$ .
- Resolver las ecuaciones discretizadas de momentum para obtener un campo de velocidades supuesto  $u^*$  y  $v^*$ .
- Resolver la ecuación de corrección de presión  $p'$ .
- Calcular la presión,  $p$  a partir del campo de corrección de presión  $p'$  y la presión supuesta  $p^*$ ,  $p = p^* + p'$ .
- Calcular las velocidades  $u$  y  $v$ , utilizando los valores de corrección de velocidades  $u'$  y  $v'$ .
- $u = u^* + u'$
- $v = v^* + v'$
- Resolver ecuaciones de conservación de otras variables.
- Renombrar  $p^* = p$  y repetir desde el paso 2 hasta alcanzar convergencia y obtener el valor que cumpla con un criterio establecido.

En la Figura 3.5 se presenta un diagrama de flujo del algoritmo SIMPLE(C).

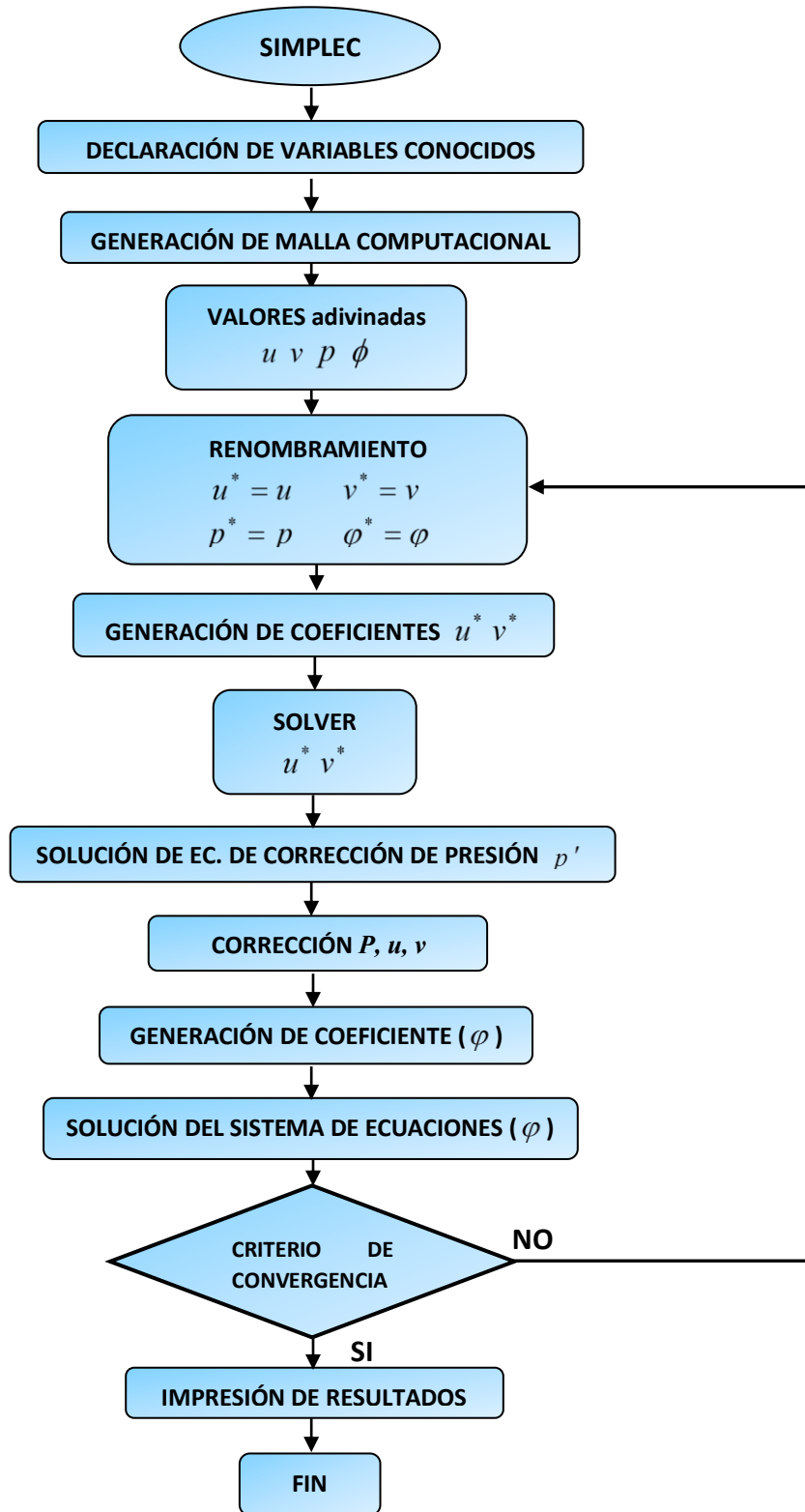


Figura 3.5. Diagrama de flujo del algoritmo SIMPLE(C).



### 3.6 Condiciones de frontera

Los problemas de flujos de fluidos son definidos en términos de las condiciones iniciales y de frontera. En los nodos frontera sobre una malla centrada, el volumen de control representa un volumen y una masa nula, más bien no representa un volumen de control real, sino que esta adyacente al último volumen de control del dominio en estudio. Las condiciones de frontera más comunes son las condiciones de Dirichlet, la condición de Neuman y la condición de Robín.

#### 3.6.1 Condiciones de Dirichlet (Condición de Primera Clase)

En este caso se fija un valor constante a la variable en el nodo frontera, ese valor es independiente de los nodos vecinos y se mantiene constante durante el proceso. Esto se traduce a partir de la ecuación algebraica en notación de coeficientes agrupados, ecuación (3.14a), de la siguiente manera:

$$a_p \phi_p = a_E \phi_E + a_W \phi_W + a_N \phi_N + a_S \phi_S + b$$

con:

$$a_p = 1 \tag{3.41}$$

$$a_E = a_W = a_N = a_S = 0 \tag{3.42}$$

$$b = \phi_{frontera} \tag{3.43}$$

Entonces, de la sustitución de los valores anteriores en la ecuación se deduce que:

$$\phi_P = \phi_{frontera} \tag{3.44}$$

#### 3.6.2 Condiciones de Neuman (Condición de Segunda Clase)

En este caso, se conoce el gradiente de la variable en dirección normal a la frontera correspondiente. Esta condición se puede expresar como:

$$\frac{\partial \phi}{\partial n} = A \tag{3.45a}$$

Para expresar la condición de frontera anterior en términos de los coeficientes agrupados se hace la aproximación numérica de ella, por ejemplo para la frontera *Este* del volumen de control:

$$\frac{\phi_P - \phi_W}{\delta n} = A$$

Por lo tanto:

$$a_P \phi_P = a_W \phi_W + A \cdot (\delta x)_n \quad (3.45b)$$

donde:

$$a_N = a_S = a_E = 0 \quad (3.46)$$

$$a_P = a_W = 1 \quad (3.47)$$

$$b = A \cdot (\delta x)_n \quad (3.48)$$

Un caso particular de este tipo de condición es cuando el valor de la derivada es nulo, en cuyo caso el término  $b$  sería igual a cero.

### 3.6.3 Condiciones de Robín (Condición de Tercera Clase)

Esta condición establece que la frontera analizada se encuentra gobernada por una ecuación diferencial de primer orden no homogéneo que se expresa como:

$$a \cdot \frac{\partial \phi_{frontera}}{\partial n} + b \cdot \phi_{frontera} = A \quad (3.49)$$

donde  $a$  y  $b$  son constantes diferentes de cero, la interpretación de la ecuación anterior resulta ser el caso de una frontera convectiva.

Así los valores de las constantes serán:  $a = \lambda$  es la conductividad térmica,  $b = h$  es el coeficiente convectivo de transferencia de calor y  $A = h\varphi_{medio}$ . De manera tal que:

$$\lambda \frac{\partial \varphi_{frontera}}{\partial n} = h(\varphi_{medio} - \varphi_{frontera}) \quad (3.50a)$$

La discretización de este tipo de frontera se realiza de manera semejante a la condición de Neumann, obteniendo:

$$\lambda = \frac{\varphi_P - \varphi_W}{\delta x_W} = h(\varphi_{medio} - \varphi_P) \quad (3.50b)$$

al reescribir esta expresión se tiene:

$$\left( \frac{\delta x_W}{\lambda} + h \right) \varphi_P = \left( \frac{\delta x_W}{\lambda} \right) \varphi_W + h \varphi_{medio} \quad (3.51)$$

Esta ecuación toma la forma de coeficientes agrupados:

$$a_P = \frac{\delta x_W}{\lambda} + h \quad (3.52)$$

$$a_E = a_N = a_S = 0 \quad (3.53)$$

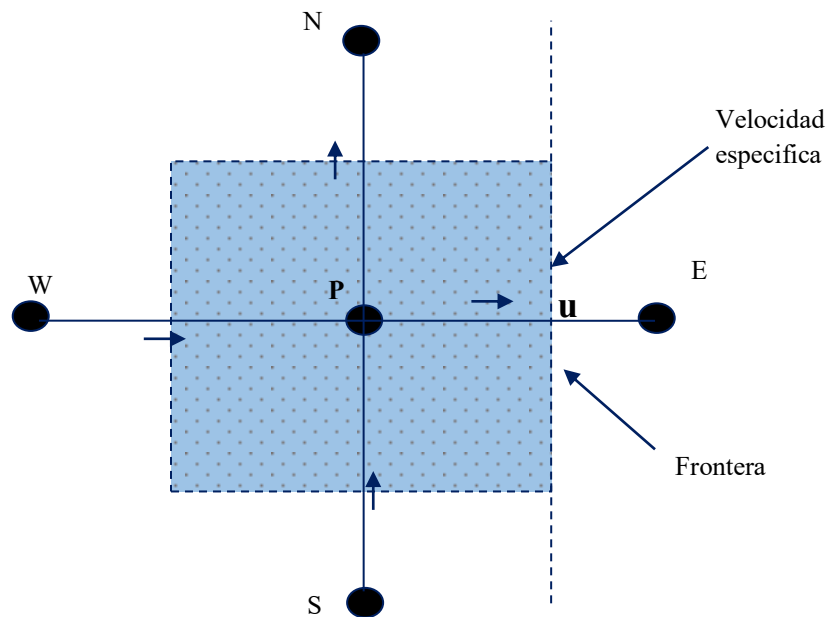
$$a_W = \frac{\delta x_W}{\lambda} \quad (3.54)$$

$$b = h \cdot \varphi_{medio} \quad (3.55)$$

### 3.6.4 Condiciones de frontera para la ecuación de presión corregida

Hay dos clases de condiciones de frontera con la presión conocida en la frontera (velocidad desconocida) o con la componente de velocidad normal a la frontera dada.

- Presión conocida en la frontera: Si el campo de presión propuesto  $P^*$  es arreglado de tal forma que en la frontera  $P^* = P_{frontera}$  entonces el valor de  $P'$  en la frontera debe ser cero.
- Velocidad normal a la frontera dada: Si la malla se diseña de tal forma que la frontera coincide con la cara del volumen de control, como se muestra en la Figura 3.7, en donde la velocidad  $u_e$  es dada.



**Figura 3.6.** Volumen de control frontera para la ecuación de continuidad.

Por lo tanto, en la derivación de la ecuación de  $P'$  para el volumen de control mostrado, no es necesario que el flujo a través de la frontera se exprese en términos de  $u'_e$  y su corrección correspondiente, pero si en términos de  $u_e$ . Entonces  $P'_E$  no aparecerá o  $a_E$  será cero en la ecuación de  $P'$ .

### 3.7 Método de solución del sistema de ecuaciones algebraicas

El resultado de la discretización de las ecuaciones que gobiernan algún fenómeno por el método de volumen finito es un grupo de ecuaciones algebraicas discretas, las cuales deben ser resueltas para obtener los valores discretos de  $\varphi$ . La complejidad y tamaño del conjunto de ecuaciones algebraicas depende de la dimensión del problema, del número de puntos de la malla y de la estrategia de discretización. Aunque es posible utilizar cualquier procedimiento válido para resolver el conjunto de ecuaciones algebraicas, los recursos de cómputo disponibles son una restricción muy fuerte. El método de solución del sistema de ecuaciones algebraicas es independiente del método de discretización.

Los métodos de solución pueden clasificarse en forma general como directos e iterativos (indirectos). Entre los métodos directos, se encuentran la regla de Cramer de inversión de matrices y la eliminación Gaussiana. Sin embargo, el número de operaciones necesarias para la solución son normalmente exponenciales al número de las ecuaciones por resolver. Por otro lado, los métodos iterativos son generalmente mucho más económicos computacionalmente que los métodos directos y por ello son preferidos cuando la matriz es dispersa. Entre los métodos iterativos se encuentra el método de Jacobi y Gauss-Seidel, los cuales se emplean para resolver grandes sistemas de ecuaciones algebraicas.

Se puede afirmar que uno de los algoritmos más utilizado en CFD es el desarrollado por Thomas, el cual resuelve rápidamente sistemas de ecuaciones algebraicas tridiagonales y actualmente es conocido como el algoritmo de Thomas o el algoritmo de matriz tridiagonal (TDMA). A continuación, se describen algunos de los métodos iterativos, así como sus ventajas y limitaciones, el método iterativo LGS-ADI es elegido en este trabajo.

### 3.7.1 Métodos directos

Los métodos indirectos, también conocidos como métodos iterativos, bajo ciertas circunstancias es mejor emplearlos respecto a un método directo, si el método indirecto permite que el sistema de ecuaciones algebraicas sea convergente, entonces, la solución se obtiene con exactitud. Si el conjunto de ecuaciones que forman la matriz a resolver es diagonalmente dominante, entonces el método iterativo convergerá. Una matriz diagonalmente dominante expresa que los valores en una matriz, por ejemplo de (3x3), que se encuentran en la diagonal principal de la matriz son los valores más altos en sus respectivas ecuaciones.

$$A = \begin{bmatrix} 5 & 0 & 2 \\ 3 & 7 & 3 \\ 2 & 5 & 121 \end{bmatrix}$$

Los valores en la diagonal principal indican que la solución a través de un método iterativo convergerá. La filosofía del método es adivinar el valor de la variable y corregirlo progresivamente mediante la aplicación repetida de la ecuación discreta hasta que algún criterio de convergencia se satisface. Estos métodos iterativos son algoritmos simples,

fáciles de aplicar y no tienen dificultades al emplear geometría simple o por las condiciones de frontera; a continuación presentamos algunos métodos iterativos:

- **Método Jacobi**
- **Método Gauss-Seidel**
- **Algoritmo de Thomas para 2D**

Para resolver el sistema de ecuaciones algebraicas mediante el algoritmo de Thomas, el TDMA se aplica a lo largo de líneas horizontales (método de línea por línea en dirección-x, LBL-x) o verticales (método de línea por línea en dirección-y, LBL-y). Y con el fin de mejorar el proceso iterativo hacia la convergencia se puede realizar una combinación de los métodos anteriores, este método es conocido como el método de línea por línea de dirección alternante (LBL-ADI). Los resultados de la variable  $\square$  obtenida al aplicar el método LBL-x se usan para inicializar el barrido por el método LBL-y. Al término del barrido por el método LBL-x y posteriormente aplicar el LBL-y, se ha hecho una iteración del método LBL-ADI. Existen otras variantes de los métodos iterativos de línea por línea al igual usa la filosofía de punto a punto de Gauss-Seidel entre ellos: El método LGS-y, LGS-x y LGS-ADI. El método LGS-x tiene la misma estructura y seguimiento que el método LBL-x con la diferencia que usa los valores ya determinados de la variable en la misma iteración.

### **3.8 Criterio de convergencia**

Al emplear los métodos iterativos para la solución de un sistema de ecuaciones, la solución tiende a converger y se aproxima a una solución real. La solución numérica después de cierto número de iteraciones no cambia, ya no permite obtener una mejora en los resultados. Para ello, se debe establecer un criterio de convergencia (criterio de paro) del proceso iterativo a partir del cual se considera la solución convergente.

El residuo másico es un criterio que se utiliza para comprobar que una solución converge, además comprobar que se ha cumplido el principio de continuidad en cada volumen de control, el residuo másico es:

$$R_{masico} = \frac{\max \left[ \frac{(\rho^0 p - \rho p)}{\Delta t} \Delta x \Delta y + [(\rho u^*)_w - (\rho u^*)_e] \Delta y + [(\rho v^*)_s - (\rho v^*)_n] \Delta x \right]}{\sum_{v.c.} \rho p \Delta x \Delta y / \Delta t} \leq \epsilon_{masico} \quad (3.58)$$

El residuo para las demás variables puede calcularse por la desviación cuadrática:

$$R_{\phi} = \sqrt{\sum_{v.c.} \left[ a_p \phi_p - \left( \sum_{vecinos} a_{vecinos} \phi_{vecinos} + b \right) \right]^2} \leq \epsilon_{\phi} \quad (3.59)$$

Se establece que el residuo másico y el residuo para todas las variables (velocidades, temperaturas, energía cinética turbulenta y la disipación de energía cinética) sean menores o iguales a  $10^{-10}$ .

### 3.9 Método de solución del intercambio radiativo

Se aplicó el método de radiosidad/irradiancia (MRI) este método consiste en dividir la cavidad en un número determinado de áreas diferenciales en cuyas áreas se realiza un balance de energía tomando en cuenta los factores de vista. La Ecuación (2.37) se utiliza para resolver las cuatro paredes mediante el método de aproximaciones sucesivas, el cual consiste en evaluar los flujos de calor de salida en cada pared (radiosidad) y los flujos de calor que inciden en cada pared considerada (irradiosidad), y así, una nueva distribución de radiosidades, del flujo de calor que sale de cada pared (radiosidad). En la Figura 3.7 se presenta el diagrama de flujo del método MRI.

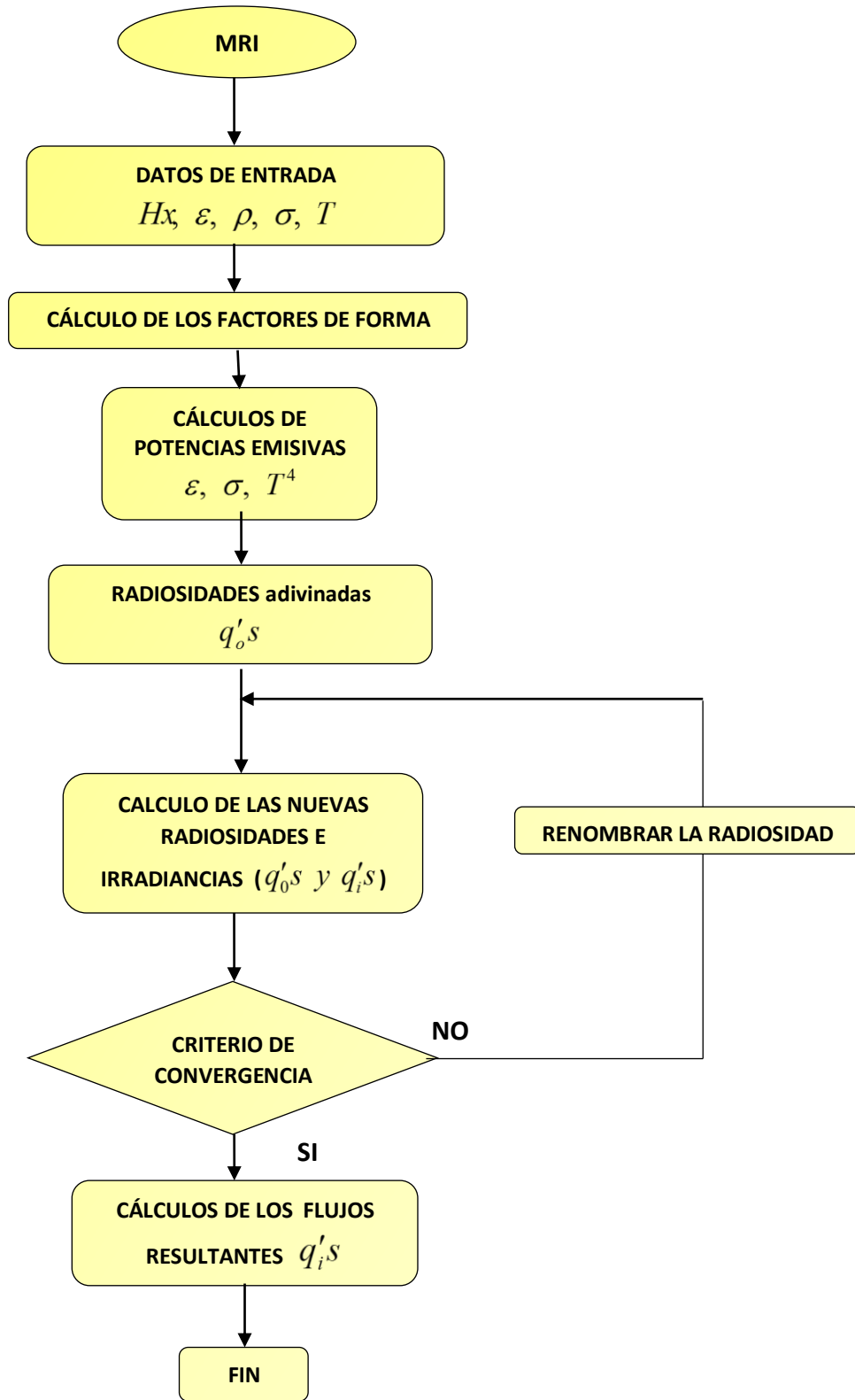


Figura 3.7. Diagrama de flujo para el intercambio radiativo en la cavidad.



### 3.10 Método de solución para el modelo conductivo

El modelo matemático para la conducción de calor se presentó en el capítulo anterior. En las ecuaciones generalizadas los términos de flujo convectivo desaparecen, ya que se habla de un medio sólido y se utiliza la discretización general obtenida para la ecuación convección- difusión, la cual se hace válida para el modelo conductivo de las pared opaca, si los  $F$ 's se anulan, la Ecuación (3.14a) se reduce a:

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (3.60)$$

donde

$$a_e = D_e = \frac{\left(\frac{\lambda}{Cp}\right)_e \Delta y}{(\delta x)_e} \quad (3.61)$$

$$a_w = D_w = \frac{\left(\frac{\lambda}{Cp}\right)_w \Delta y}{(\delta x)_w} \quad (3.62)$$

$$a_n = D_n = \frac{\left(\frac{\lambda}{Cp}\right)_n \Delta x}{(\delta x)_n} \quad (3.63)$$

$$a_s = D_s = \frac{\left(\frac{\lambda}{Cp}\right)_s \Delta x}{(\delta x)_s} \quad (3.64)$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (3.65)$$

$$b = \rho_P^0 \frac{\Delta x \Delta y}{\Delta t} T_P^0 \quad (3.66)$$

En la Figura 3.8 se muestra el diagrama de flujo para la conducción de calor en la pared opaca.

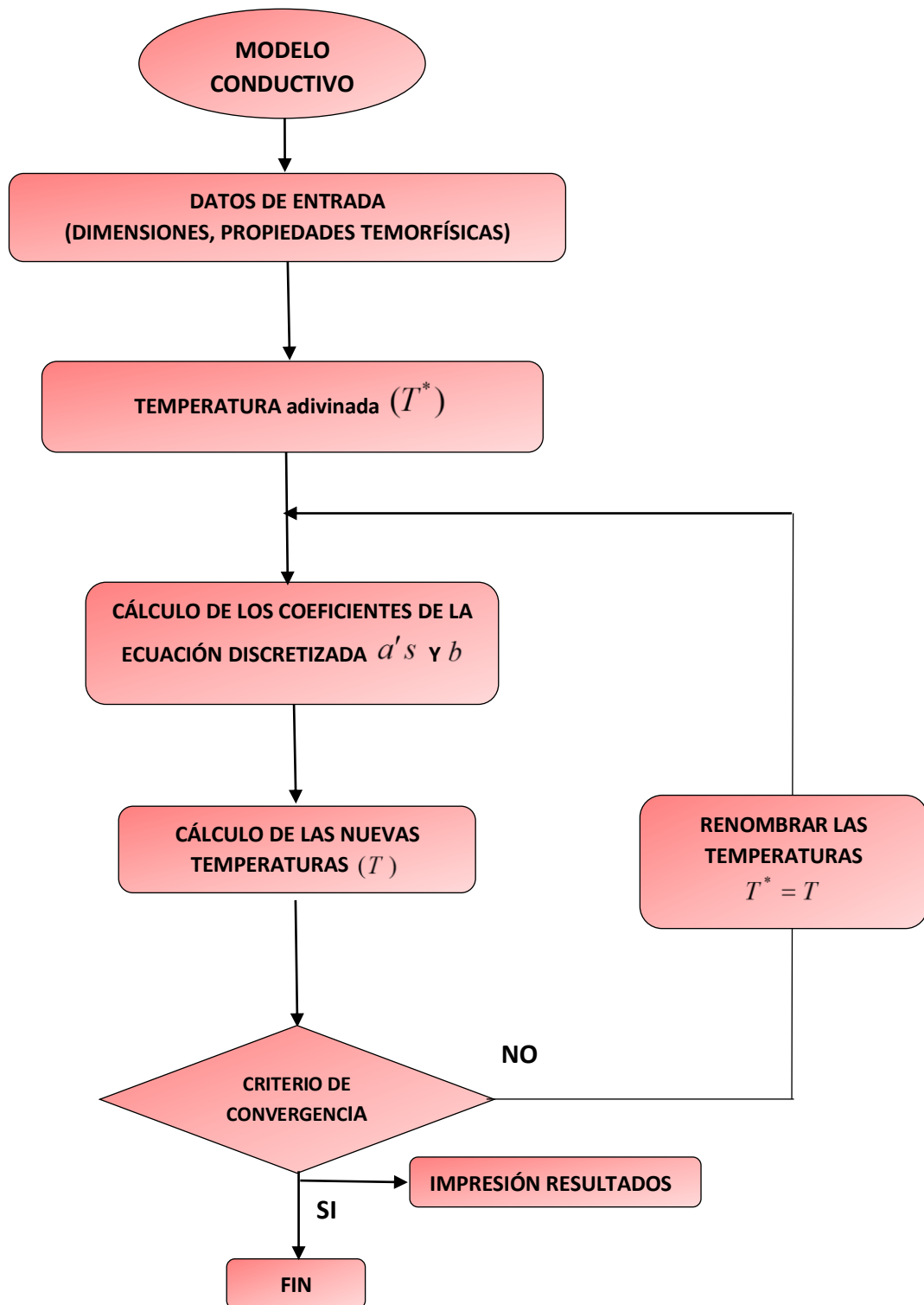


Figura 3.8. Diagrama de flujo para la conducción de calor en la pared opaca.

### 3.11 Metodología de solución de la chimenea solar

El modelo teórico de la chimenea solar de un sólo canal se consideran 3 ecuaciones algebraicas (sección 2.5), se factorizan de forma matricial para posteriormente dar solución. Lo primero que se realiza es la división de la chimenea solar en secciones iguales y pequeñas para una longitud “Hy”, posteriormente, se adquiere la temperatura de entrada del flujo de aire proveniente de la cavidad, con la cual se calcula el flujo másico, para obtener la velocidad de entrada a la chimenea, se ingresan los datos de radiación solar y calculan todos los coeficientes de transferencia de calor y los coeficientes de pérdidas de calor, con base a los valores de la temperatura. Con los coeficientes calculados se genera la matriz de coeficientes y el vector de términos independientes. Posteriormente, mediante el método de inversión de matriz se determina el nuevo campo de Temperaturas. Los valores calculados de la temperatura se calculan nuevamente todos los coeficientes y se vuelven a generar las matrices correspondientes para encontrar otro nuevo vector de temperaturas, se comparan los nuevos valores de estas temperaturas con los valores correspondientes del vector anterior hasta que la diferencia sea menor a  $0.01^{\circ}\text{C}$ , al final de las iteraciones el programa calcula las temperaturas de salida del flujo de aire. Finalmente, para el código en estado permanente, repite el proceso iterativo del cálculo hasta terminar con cada una de las secciones de la chimenea e imprime resultados. En la Figura 3.9 se muestra el diagrama de flujo para la chimenea solar.

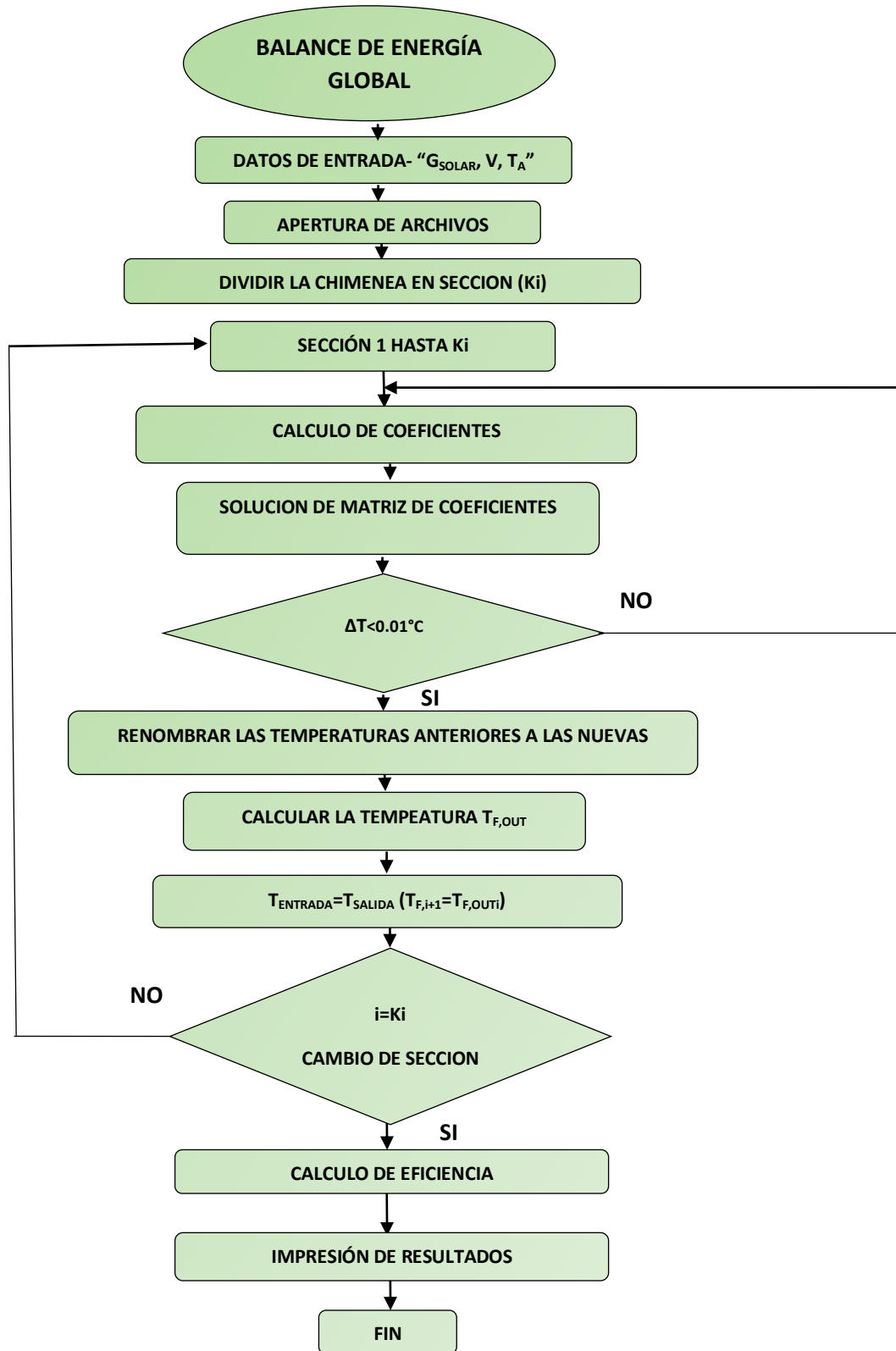


Figura 3.9. Diagrama de flujo del algoritmo de la chimenea solar (Balance de Energía Global).

### 3.12 Procedimiento general del proceso de solución

En secciones anteriores se han presentado los algoritmos de acople de las ecuaciones de masa y momentum para la transferencia de calor por convección, el intercambio radiativo superficial y el cálculo del modelo conductivo, así como también la metodología de solución de la chimenea solar. Sin embargo en la Figura 3.10 se presenta el algoritmo del procedimiento general para la transferencia de calor conjugada en una habitación acoplada a una chimenea solar. Cabe mencionar que la habitación y la chimenea solar se consideran un sistema acoplado y la solución es simultánea.

En la siguiente sección se presentan los ejercicios de verificación a partir de trabajos reportados en la literatura, con el fin de verificar el desarrollo de un código numérico para realizar el estudio del sistema acoplado (habitación-chimenea solar).

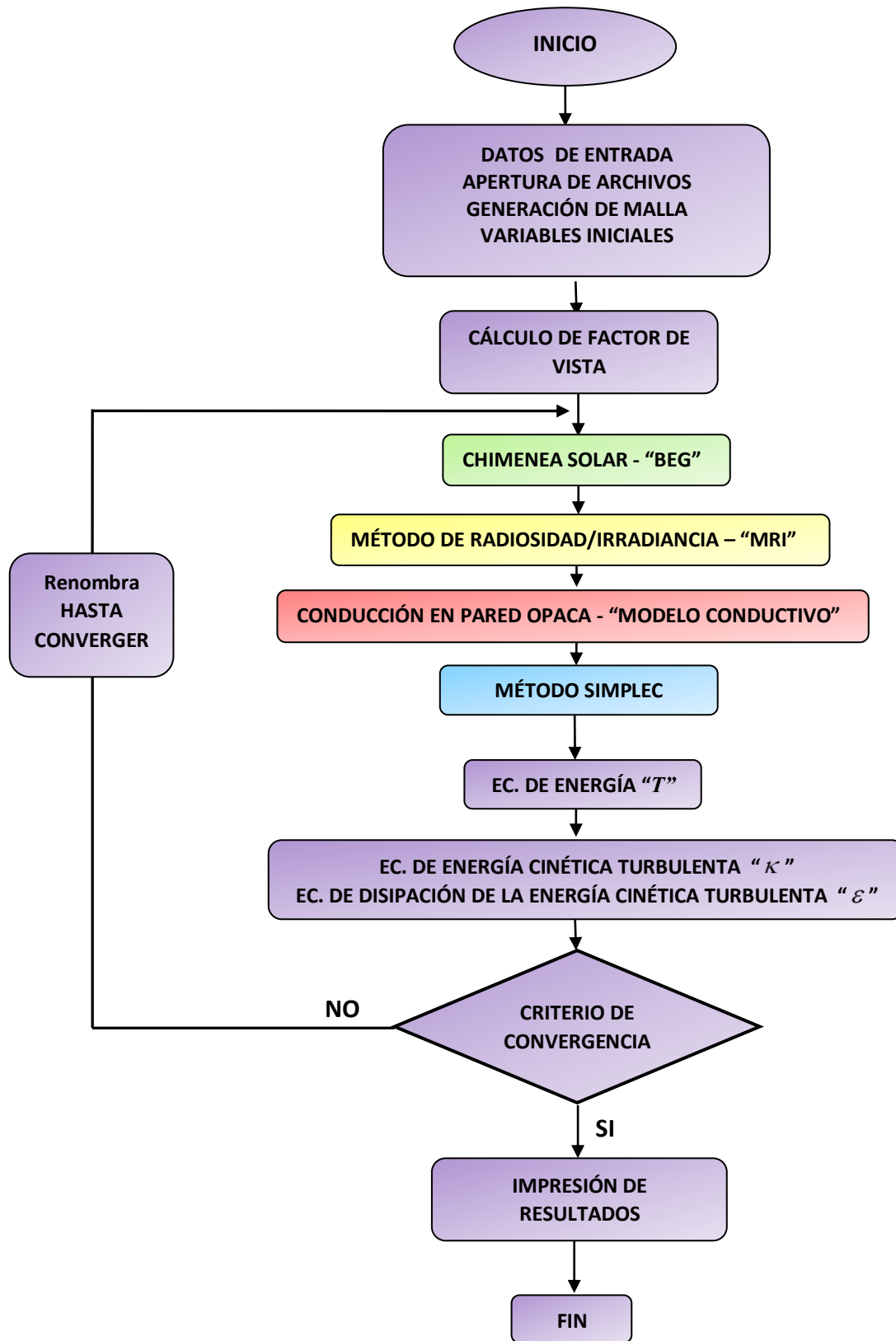


Figura 3.10. Diagrama de flujo para el sistema acoplado.

# **CAPÍTULO 4**

## **VERIFICACIÓN DEL CÓDIGO**

### **NUMÉRICO IMPLEMENTADO**

En este capítulo se presentan los casos de referencia para verificar el código desarrollado. Dentro de los ejercicios realizados se encuentran problemas hidrodinámicos en régimen de flujo laminar y turbulento, también de transferencia de calor por conducción, convección, radiación e incluso fenómenos combinados convección-conducción y convección-radiación. De igual forma el problema de verificación del balance de energía global de la chimenea solar. Las comparaciones fueron realizadas de forma cualitativa y cuantitativa con información disponible de la literatura, obteniendo resultados de comparación satisfactorios. Adicionalmente, se presenta el análisis de independencia de malla espacial.

#### 4.1 Problemas de referencia

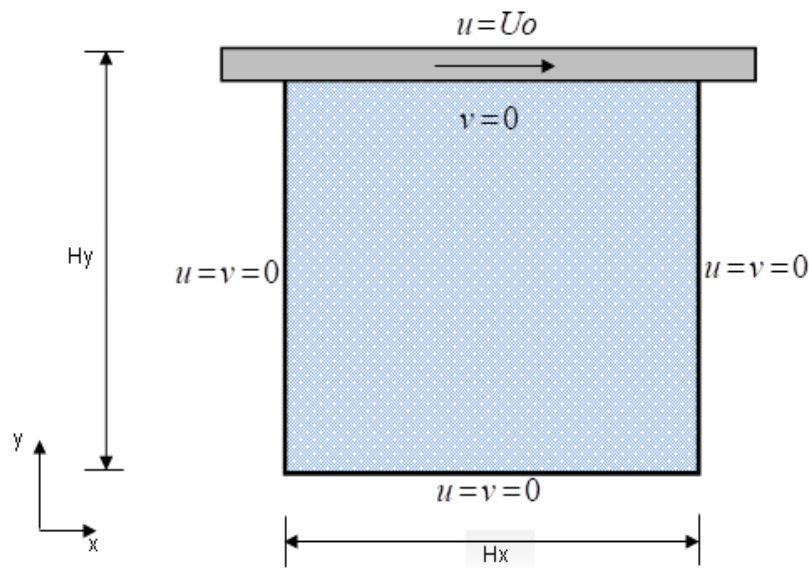
En el desarrollo de un código computacional es importante verificarlo con los resultados de publicaciones de literatura, los cuales pueden ser resultados experimentales o de otros códigos computacionales, este tipo de comparación se realiza con el objetivo de encontrar errores de programación para tener un código confiable en sus resultados. Los problemas de referencia que se resolvieron son los siguientes:

- Cavity cuadrada con pared deslizante: Problema hidrodinámico..
- Convección natural en una cavity cuadrada calentada diferencialmente con flujo laminar.
- Convección natural en una cavity bidimensional calentada diferencialmente con régimen de flujo turbulento.
- Convección natural en una cavity cuadrada con una pared vertical opaca.
- Flujo forzado en una cavity ventilada.
- Convección natural en una cavity cuadrada en régimen de flujo turbulento con intercambio radiativo superficial.
- Análisis térmico de una chimenea solar de un solo canal



### 4.1.1 Cavity cuadrada con pared deslizante

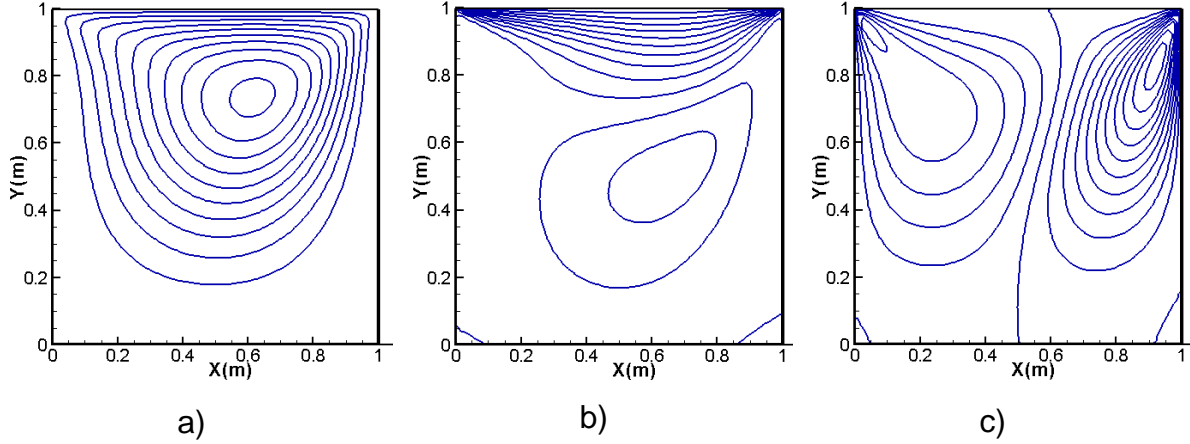
Se presenta la solución para el modelo de una cavidad cuadrada con pared deslizante (pared superior) llena de aire en régimen laminar e incompresible. Las dimensiones de la cavidad son  $H_x=H_y$  y la pared se mueve con una velocidad uniforme  $U_0$ ; este caso es conocido como “Driven –Cavity Problem”. Ghia et al. (1982), publicaron los resultados de las componentes de velocidad a través del centro de la cavidad. En la Figura 4.1 se muestra la cavidad cuadrada, la cual tiene una pared superior que se desplaza en sentido positivo, también en el modelo físico se representan las condiciones de frontera de primera clase.



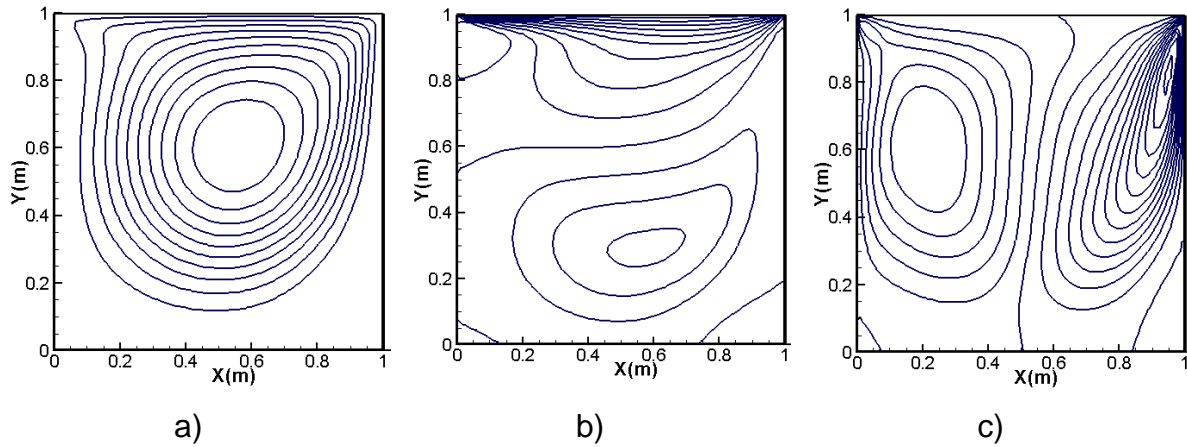
**Figura 4.1.** Modelo físico de la cavidad cuadrada con pared deslizante.

Se presenta en la Figura 4.2 los resultados numéricos obtenidos para un número de Reynolds de  $Re=100$ , el cual corresponde a un fluido en régimen laminar. En la misma figura se presentan las líneas de corrientes, las cuales se generan por tener en la frontera norte la pared deslizante a una velocidad uniforme. También en la Figura 4.2 se observa el perfil de velocidad de  $u$ , el comportamiento se debe a que en la frontera norte la pared tiene una velocidad uniforme y es mayor, comparada a la pared inferior, por lo que el fluido se desplazará hacia la derecha y tendrá una recirculación hacia el lado izquierdo. El vórtice que se forma es un efecto ocasionado del desplazamiento de la pared superior. En la Figura 4.3 se presentan los resultados para un número de Reynolds de  $Re=400$ .

Es notorio ver que en la Figura 4.3 el vórtice se encuentra desplazado a una altura de 0.6 m, debido al efecto de aumentar el valor del  $Re$ . También en la Figura se muestra las componentes de velocidad que ocasionan los patrones descritos.



**Figura 4.2.** Campo de velocidades para  $Re=100$ , a) Línea de corriente, b) Perfil de velocidad  $u$ , c) Perfil de velocidad  $v$ .



**Figura 4.3.** Campo de velocidades para  $Re=400$ , a) Línea de corriente, b) Perfil de velocidad  $u$ , c) Perfil de velocidad  $v$ .

A continuación, se muestran las curvas de los resultados de comparación, en la cual se usan con los resultados de referencia de Ghia et al., (1982). En la Figura 4.4 se observa los resultados que corresponden a las componentes de velocidad ( $u^*$ ,  $v^*$ ) obtenidos a través de los algoritmos SIMPLE y SIMPLC, para diferentes números de Reynolds de  $Re=100$  y  $Re=400$ . En las gráficas se aprecia que se obtienen resultados cualitativamente similares a los resultados de referencia.

El error porcentual máximo se presenta para el  $Re=400$  es de 4.85 y 5.05% para  $u^*$  y  $v^*$  respectivamente.

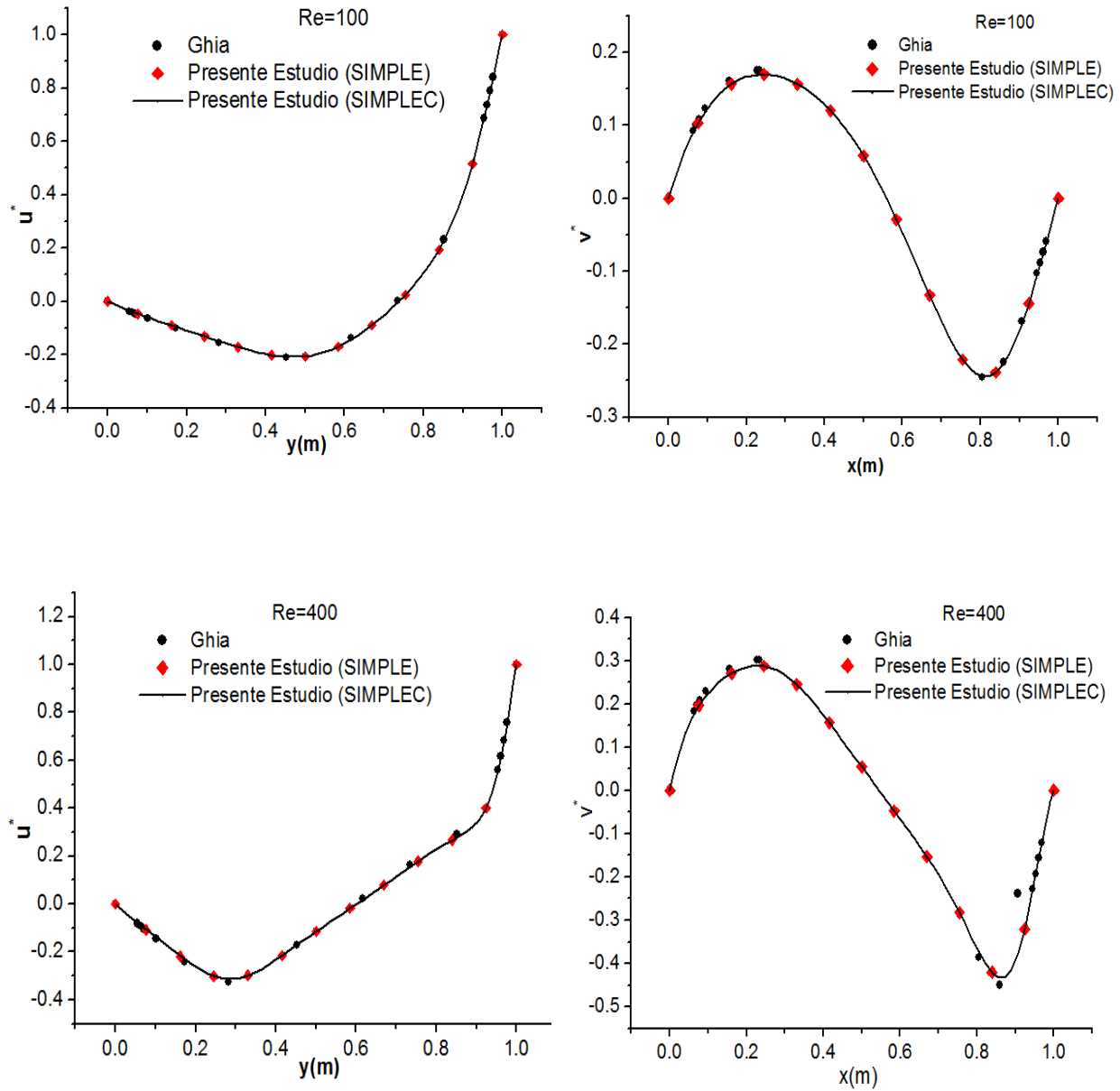


Figura 4.4. Componentes de la velocidad en el centro de la cavidad para  $Re=100$  y  $Re=400$ .

#### 4.1.2 Convección natural en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente con flujo laminar

Se considera el problema de convección natural en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente en régimen de flujo laminar en estado permanente. Se considera un flujo incomprensible con propiedades constantes (aplica la aproximación de Boussinesq). En la Figura 4.5 se muestra la cavidad cuadrada, la cual consiste de una longitud  $Hx$  y una altura  $Hy$ , con condiciones de frontera de segunda clase en las paredes superior e inferior, mientras en las paredes verticales son condiciones de primera clase. Las condiciones de frontera para la velocidad son de primera clase y son condiciones de no-deslizamiento.

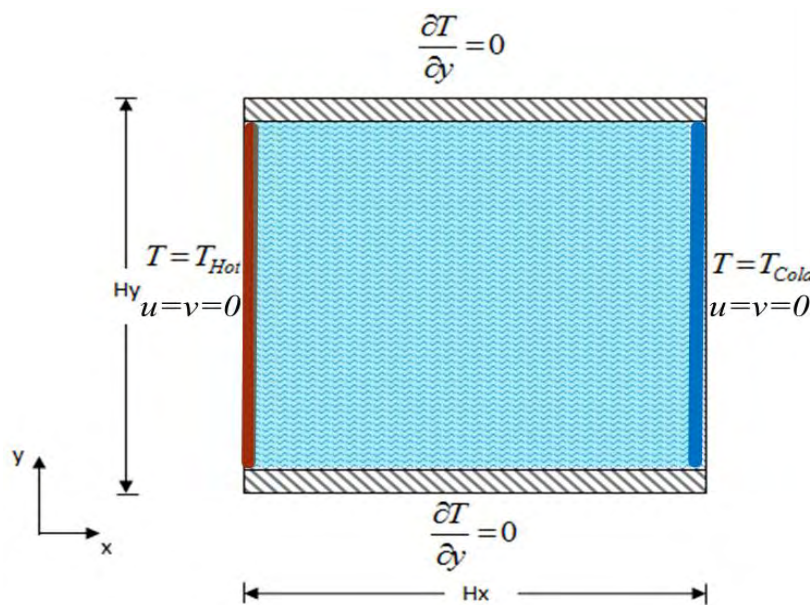


Figura 4.5. Modelo físico de la cavidad calentada diferencialmente.

El problema en forma adimensional queda en función del número de Rayleigh (ecuación 4.1) y del número de Prandtl (ecuación 4.2). La dimensión de la cavidad se determinó a partir del número de Rayleigh de:

$$Hx = \sqrt[3]{\frac{Ra(\alpha\nu)}{g\beta\Delta T}} \quad (4.1)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (4.2)$$

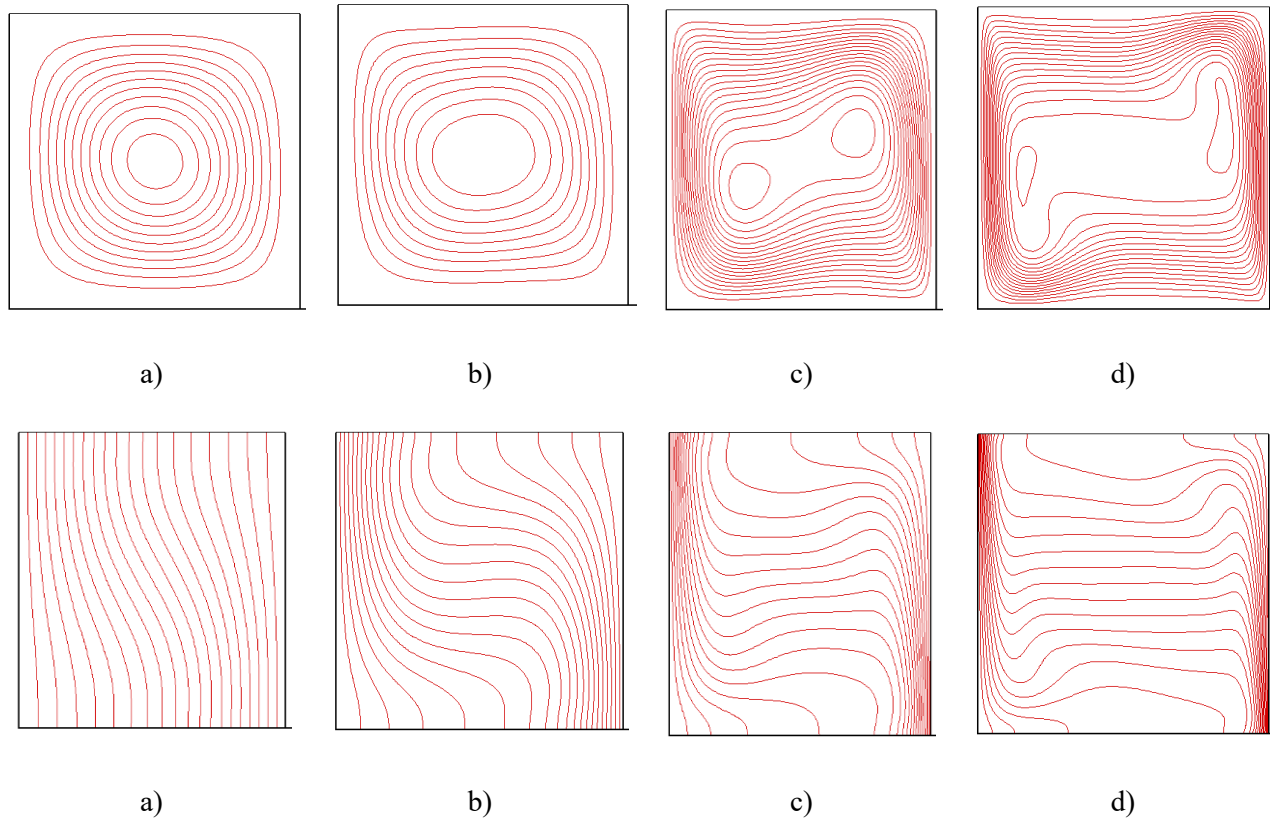
Adicionalmente para este problema,  $Hx$  y  $(g\beta\Delta THx)^{1/2}$  se usan como parámetros de adimensionalización, donde:  $g$  es la aceleración gravitacional,  $\beta$  es el coeficiente de expansión térmica,  $\Delta T=T_H-T_C$  es la diferencia de temperaturas entre las paredes isotérmicas. La temperatura adimensional se define como  $T'=(T-T_C)/\Delta T$ . Para los resultados del problema las paredes verticales izquierda y derecha se consideran con una temperatura isotérmica de 15 y 25°C respectivamente. Se varió el número de Rayleigh en un intervalo de  $Ra=10^3$  a  $Ra=10^6$ . Los resultados se presentan en la Tabla 4.1 y se comparan los valores del número de Nusselt promedio, así mismo los valores máximos, mínimos del Nusselt local y también las velocidades máximas, mínimas adimensionalizadas con los reportados en la literatura.

**Tabla 4.1.** Comparación del número de Nusselt y velocidades contra los reportados en la literatura.

	De Vahl Davis (1983)	Presente Estudio	Error %
<b><i>Ra=10<sup>3</sup></i></b>			
<i>Nu<sub>medio</sub></i>	1.117	1.118	<b>0.089</b>
<i>Nu<sub>max</sub></i>	1.505	1.508	0.199
<i>Nu<sub>min</sub></i>	0.692	0.700	1.156
<i>u<sub>max</sub></i>	0.137	0.136	0.735
<i>v<sub>max</sub></i>	0.139	0.138	0.719
<b><i>Ra=10<sup>4</sup></i></b>			
<i>Nu<sub>medio</sub></i>	2.238	2.245	0.312
<i>Nu<sub>max</sub></i>	3.528	3.551	0.651
<i>Nu<sub>min</sub></i>	0.586	0.619	5.631
<i>u<sub>max</sub></i>	0.192	0.191	0.523
<i>v<sub>max</sub></i>	0.233	0.232	0.429
<b><i>Ra=10<sup>5</sup></i></b>			
<i>Nu<sub>medio</sub></i>	4.509	4.548	0.864
<i>Nu<sub>max</sub></i>	7.717	7.809	1.192
<i>Nu<sub>min</sub></i>	0.729	0.760	4.252
<i>u<sub>max</sub></i>	0.130	0.137	5.384
<i>v<sub>max</sub></i>	0.257	0.258	0.389
<b><i>Ra=10<sup>6</sup></i></b>			
<i>Nu<sub>medio</sub></i>	8.817	8.913	<b>1.088</b>
<i>Nu<sub>max</sub></i>	17.925	18.211	1.595
<i>Nu<sub>min</sub></i>	0.989	1.100	11.230
<i>u<sub>max</sub></i>	0.077	0.090	16.883
<i>v<sub>max</sub></i>	0.260	0.262	0.769

**Nota:** Los valores que corresponden a % son los porcentajes del error porcentual respecto al trabajo de Vahl Davis (1983).

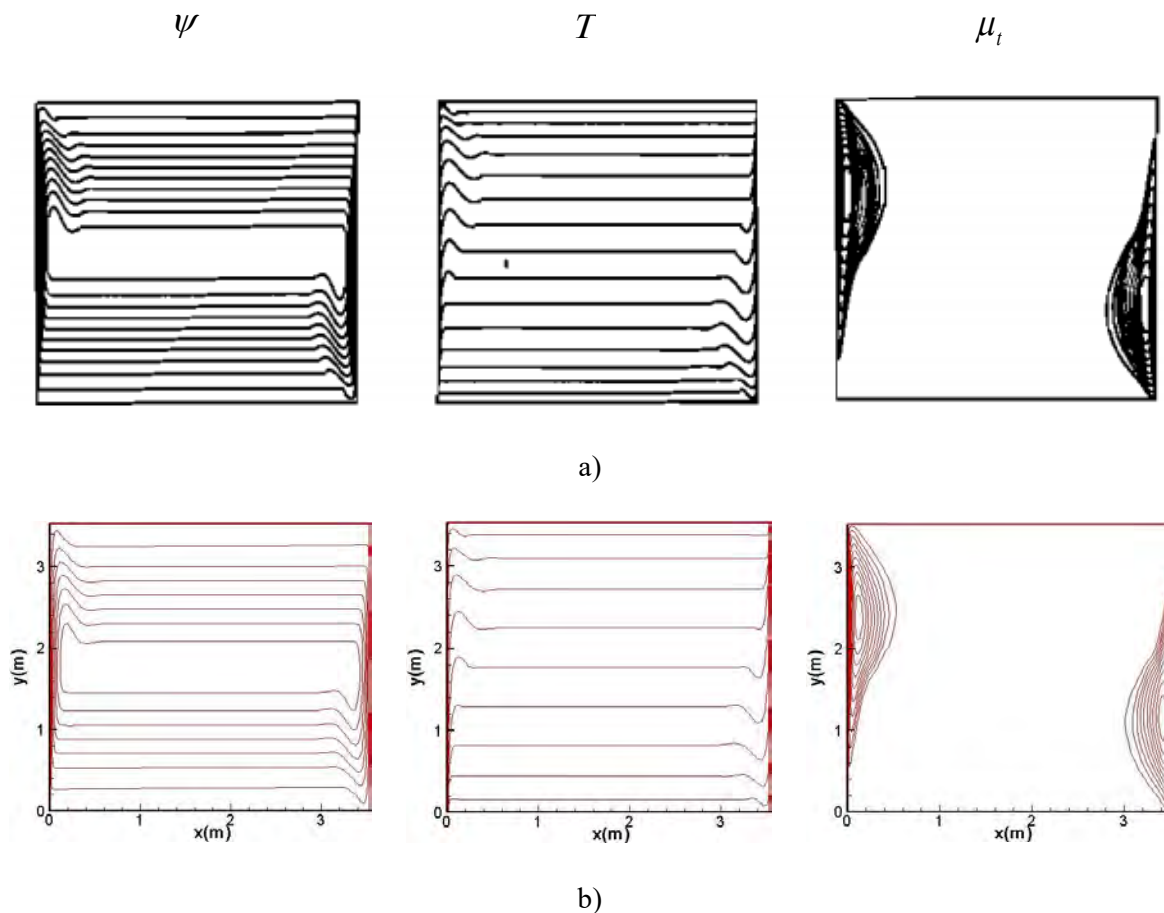
En la Tabla 4.1, se puede observar que los resultados obtenidos del Nusselt promedio ( $Nu_{medio}$ ), la máxima diferencia porcentual es de 1.088% y la mínima diferencia es de 0.089%, que corresponden a un valor de  $Ra=10^6$  y  $Ra=10^3$ , respectivamente. Al aumentar el valor del número de Rayleigh se espera que el mecanismo de transferencia de calor que predomine sea por convección, y se observa que con el aumento del número de Rayleigh el valor de la velocidad  $u_{max}$  disminuye, mientras que la componente de velocidad  $v_{max}$  se incrementa. En la Figura 4.6 se muestra el perfil de las líneas de corrientes de  $Ra=10^3$  el desplazamiento del fluido en el interior de la cavidad es mínimo, hasta el valor de  $Ra=10^6$  donde el desplazamiento del fluido se incrementa y las líneas de corriente permiten observar el desplazamiento del fluido de izquierda a derecha. Conforme aumenta el número de Rayleigh se observa que se pierde verticalidad en las isothermas eso es debido a que el mecanismo de transferencia de energía que predomina es por convección como se aprecia para un valor de  $Ra=10^6$  donde las isothermas son horizontales en el centro de la cavidad.



**Figura 4.6.** Línea de corriente e isothermas para la cavidad calentada diferencialmente para a)  $Ra=10^3$ , b)  $Ra=10^4$ , c)  $Ra=10^5$ , d)  $Ra=10^6$ , (presente estudio).

### 4.1.3 Convección natural en una cavidad bidimensional calentada diferencialmente con régimen de flujo turbulento

Para implementar el modelo de turbulencia de la familia  $k - \varepsilon$  (k-épsilon) de Henkes y Hoogendoorn (1995), se considera un problema de convección natural en régimen de flujo turbulento. En la sección anterior la Figura 4.5 muestra el modelo físico del sistema, el modelo está compuesto de dos paredes horizontales adiabáticas y dos paredes verticales isotermas que se encuentran a  $T_C$  (288K) y  $T_H$  (300K). Para los resultados se consideró una malla computacional no uniforme con estrechamiento en las zonas cercanas a las paredes de la cavidad y un número de Rayleigh de  $Ra=5 \times 10^{10}$ . En la Figura 4.7 se presenta el patrón de líneas de corriente, de temperatura y de viscosidad turbulenta reportados por Henkes-Hoogendoorn (1995) y los obtenidos en el presente estudio, respectivamente.



**Figura 4.7.** Línea de corriente  $\psi$ , isolinia de temperatura  $T$  e isolinia de viscosidad turbulenta  $\mu_t$ , para un  $Ra=5 \times 10^{10}$ : a) solución reportada por Henkes–Hoogendoorn (1995) y b) presente estudio.

Las líneas de corriente muestran la trayectoria del fluido en el interior de la cavidad, por lo tanto, la dirección del fluido es de izquierda a derecha, así mismo el fluido se mueve de manera ascendente sobre la pared caliente y de manera descendente sobre la pared fría. Las isolneas de temperatura presentan un comportamiento lineal en forma horizontal en el centro de la cavidad, mientras que cerca de las paredes izquierda y derecha se observa un cambio de dirección debido a los gradientes de temperatura. La viscosidad turbulenta muestra valores mínimos en el centro de la cavidad por lo tanto puede ser despreciable; pero en las regiones cercanas a las paredes verticales se tienen mayores valores de viscosidad turbulenta, lo que contribuye al transporte de energía en esa región. En la Tabla 4.2 se presentan los valores del número de Nusselt medio y máximo, las velocidades máximas, la temperatura y la energía cinética turbulenta máxima del presente estudio, así como los resultados reportados por Henkes y Hoogendorn (1995). La comparación cuantitativa con los resultados reportados en la literatura mostró que el número de Nusselt medio, la velocidad  $u$  y la energía cinética turbulenta presentaron errores porcentuales de 5.85, 5.64 y 3.07%, respectivamente; mientras que el menor error porcentual es de 0.27% y corresponde al número de Nusselt máximo. Finalmente, los resultados de comparación que se presentaron son satisfactorios, ya que los errores porcentuales obtenidos están por debajo de un 6%.

**Tabla 4.2.** Comparación del número de Nusselt, velocidades, temperatura y energía cinética turbulenta con los reportados en la literatura por Henkes y Hoogendorn (1995).

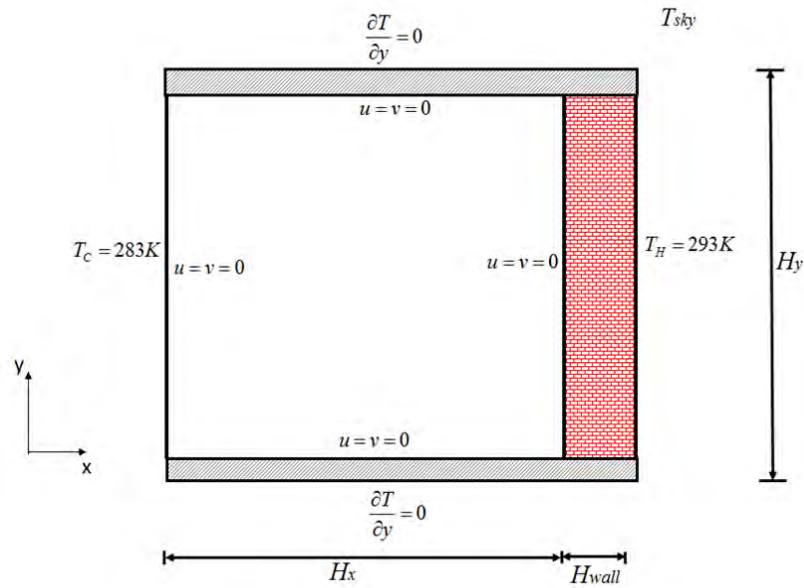
Parámetros	Henkes y Hoogendorn (1995)	Henkes y Hoogendorn (1995) intervalo	Presente Estudio	Error%
$Nu_{medio}$	256	249-261	241	5.85
$Nu (y=Hy/2)$	261	256-268	258	1.14
$Nu_{max}$	730	717-750	728	0.27
$v_{max} / (g\beta\Delta THy)^{1/2}$	0.167	167-168	0.169	1.19
$u_{max} / (g\beta\Delta THy)^{1/2}$	0.0124	0.0118-0.0130	0.0117	5.64
$(T - T_c) / \Delta T$	0.873	0.859-0.883	0.869	0.45
$k_{max} / g\beta\Delta THy$	0.00195	0.00186-0.00201	0.00189	3.07

**Nota:** Los valores que corresponden a % son los porcentajes del error porcentual respecto al trabajo de Henkes y Hoogendorn (1995).



**4.1.4 Convección natural en una cavidad cuadrada con una pared vertical opaca**

En la Figura 4.8 se presenta el modelo físico del problema de convección natural en régimen de flujo laminar, en una cavidad cuadrada con un muro conductor en la frontera Este, las dimensiones de la cavidad están en función del número de Raleigh ( $Hx=f(Ra)$ ). Las fronteras oeste y este de la cavidad tienen una temperatura de 283 y 293K, respectivamente. La solución se compara con los datos reportados por Kaminski y Prakash (1986).



**Figura 4.8.** Modelo físico de una cavidad cuadrada con un muro conductor.

La dimensión de la cavidad se determinó a partir del número de Rayleigh, la razón del espesor del muro se determinó a través de la relación que se presenta en la ecuación (4.3) y la razón de la conductividad térmica del muro se expresa en la ecuación (4.4).

$$\frac{H_{wall}}{H_x} = [0.2, 0.4] \tag{4.3}$$

$$\frac{\lambda_{wall}}{\lambda} * \frac{H_x}{H_{wall}} = [5, 25, 50, \infty] \tag{4.4}$$

Se presenta los resultados de manera tabular del problema de convección natural en régimen de flujo laminar en una cavidad calentada diferencialmente con una pared opaca. Para los resultados se consideró un número de Grashof de  $Gr=10^3-10^7$ .

$$Gr = \frac{\beta g \Delta T H x^3}{\nu^2} \tag{4.5}$$

En la Tabla 4.3 se presenta la comparación de los valores del número de Nusselt, del presente estudio y de los resultados reportados por Kaminski y Prakash (1986). La comparación se muestra para cada número de Grashof, razón de conductividad térmica y la razón del espesor del muro. Para un número de  $Gr=10^3$  se obtuvieron resultados iguales a los reportados en la literatura por lo que el error porcentual es de 0%, para todas las razones de conductividad y ambas razones de pared.

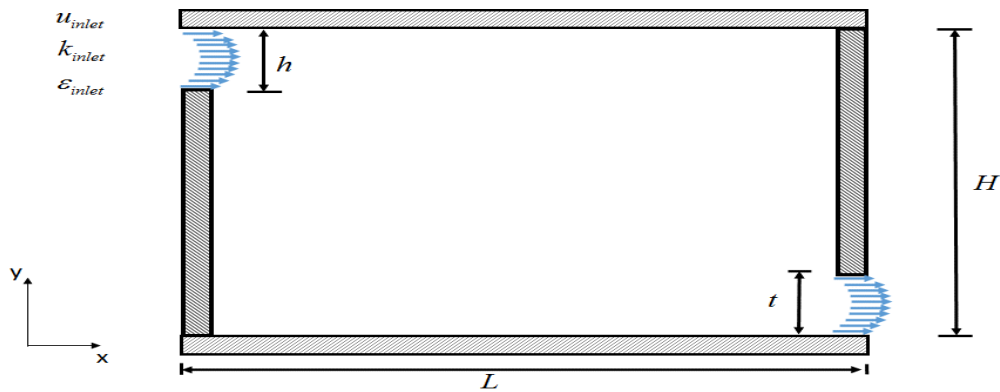
**Tabla 4.3.** Comparación del Número de Nusselt.

<b>Gr=10<sup>3</sup></b>						
<b>Espesor de la pared adimensional Hx/Hxw=0.2</b>				<b>Espesor de la pared adimensional Hx/Hxw=0.4</b>		
<b>Conductividdad</b>	<b>Kaminski y Prakash</b>	<b>Presente trabajo</b>	<b>Error Porcentual</b>	<b>Kaminski y Prakash</b>	<b>Presente trabajo</b>	<b>Error Porcentual</b>
5	0.87	0.87	0	0.87	0.87	0
25	1.02	1.02	0	1.02	1.02	0
50	1.04	1.04	0	1.04	1.04	0
250	1.06	1.06	0	1.06	1.06	0
<b>Gr=10<sup>5</sup></b>						
<b>Espesor de la pared adimensional Hx/Hxw=0.2</b>				<b>Espesor de la pared adimensional Hx/Hxw=0.4</b>		
<b>Conductividdad</b>	<b>Kaminski y Prakash</b>	<b>Presente trabajo</b>	<b>Error Porcentual</b>	<b>Kaminski y Prakash</b>	<b>Presente trabajo</b>	<b>Error Porcentual</b>
5	2.08	2.09	0.48	2.08	2.09	0.48
25	3.42	3.44	0.58	3.42	3.44	0.58
50	3.72	3.75	0.8	3.72	3.75	0.8
250	4.08	4.04	<b>0.98</b>	4.08	4.04	<b>0.98</b>
<b>Gr=10<sup>6</sup></b>						
<b>Espesor de la pared adimensional Hx/Hxw=0.2</b>				<b>Espesor de la pared adimensional Hx/Hxw=0.4</b>		
<b>Conductividdad</b>	<b>Kaminski y Prakash</b>	<b>Presente trabajo</b>	<b>Error Porcentual</b>	<b>Kaminski y Prakash</b>	<b>Presente trabajo</b>	<b>Error Porcentual</b>
5	2.87	2.87	0	2.87	2.87	0
25	5.89	5.96	1.11	5.89	5.96	1.11
50	6.81	6.92	1.61	6.81	6.92	1.61
250	7.99	7.93	0.75	7.99	7.93	0.75
<b>Gr=10<sup>7</sup></b>						
<b>Espesor de la pared adimensional Hx/Hxw=0.2</b>				<b>Espesor de la pared adimensional Hx/Hxw=0.4</b>		
<b>Conductividdad</b>	<b>Kaminski y Prakash</b>	<b>Presente trabajo</b>	<b>Error Porcentual</b>	<b>Kaminski y Prakash</b>	<b>Presente trabajo</b>	<b>Error Porcentual</b>
5	3.53	3.54	0.28	3.53	3.54	0.28
25	9.08	9.33	2.75	9.06	9.33	2.75
50	11.39	11.85	<b>4.03</b>	11.38	11.85	<b>4.03</b>
250	15.09	15.56	3.11	15.09	15.56	3.11

Para un valor de número de Grashof de  $Gr=10^5$ , el menor y el mayor valor del número de Nusselt corresponde para la razón de conductividad de 5 y 250 para ambas razones de espesor de pared. Para un número de  $Gr=10^7$ , el mayor error porcentual es de 4.03% para una razón de conductividad de 50 para ambas razones de espesor de pared. De los resultados de la Tabla 4.3 se observó que entre menor sea el número de Nusselt indica que el mecanismo que rige el fenómeno es la conducción y de lo contrario el mecanismo que gobierna es convección. Entonces si la razón de conductividad es menor indica que el flujo de calor que atraviesa la pared es menor, debido a que presenta mayor resistencia a la conducción.

#### 4.1.5 Flujo forzado en una cavidad ventilada

Nielsen (1990) presentó los resultados experimentales para el caso de una cavidad ventilada isoterma. Este problema consiste en una cavidad ventilada en régimen de flujo turbulento, con entrada y salida de aire en sus paredes verticales. En el Figura 4.9 se presenta el modelo físico del problema a resolver, la geometría consiste en una cavidad con una altura  $H=3.0$  m y una longitud  $L= 9.0$  m, el aire es forzado a entrar por la parte superior de la pared vertical izquierda y sale a través de la parte inferior de la pared vertical derecha. Todas las paredes se consideran adiabáticas. Donde  $h=0.056H$  (0.168 m) es la altura de la apertura de entrada,  $t=0.16H$  (0.48 m) es la altura de la apertura de salida. En la abertura de entrada la condición de velocidad es de  $u_{inlet}=0.455$  m/s que corresponde a un número de Reynolds de  $Re=5000$ ,  $k_{inlet}$  e  $\varepsilon_{inlet}$ , son la energía cinética turbulenta y la disipación de energía cinética turbulenta en la entrada, respectivamente.



**Figura 4.9.** Modelo físico de una cavidad ventilada isotérmica.

En la Figura 4.10 se presenta las líneas de corriente de la cavidad ventilada. En estas gráficas se observa el patrón de flujo que presenta el aire al entrar a la cavidad, el aire tiende a desplazarse en el techo de la cavidad, choca con la pared opuesta y cambia su dirección hasta salir del recinto. Se aprecia que existe una gran región de la cavidad con una masa de aire recirculando, con vórtices en las esquinas.

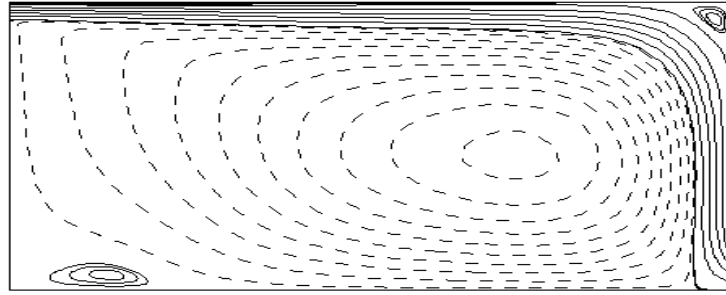
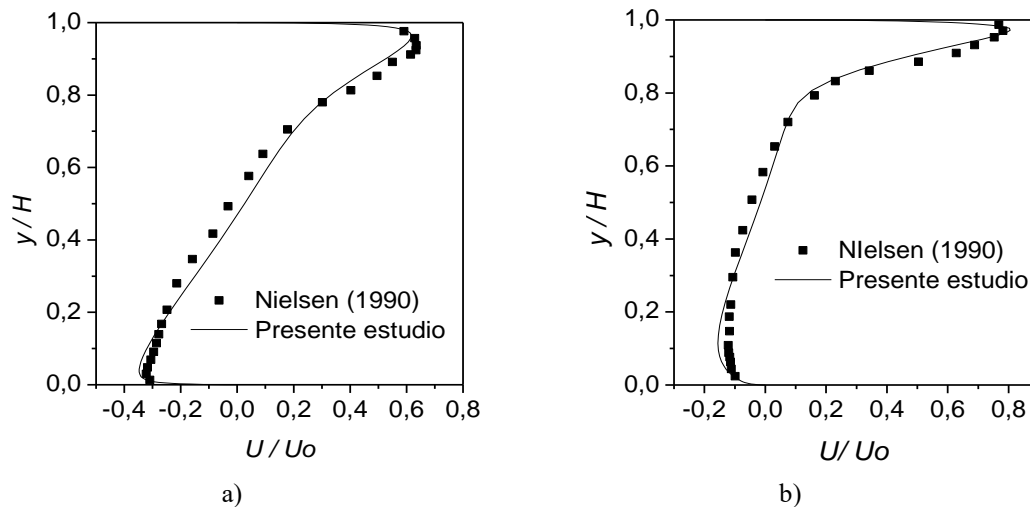
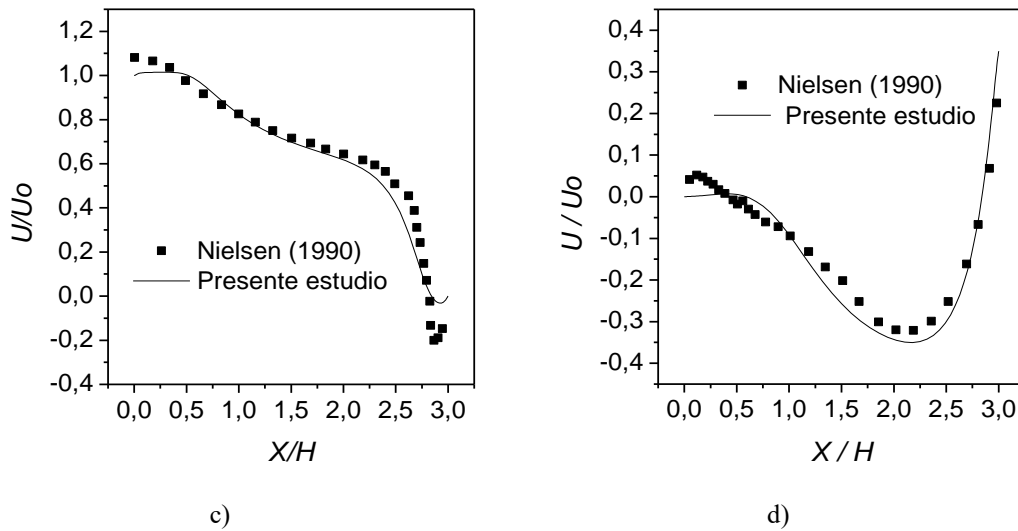


Figura 4.10. Líneas de corriente de la cavidad ventilada.

En la Figura 4.11 se presentan los resultados de la velocidad  $u$ , en cuatro diferentes secciones de la cavidad, en la Figura 4.11a y 4.11b se presenta las velocidades a lo largo de  $y$  cerca de la entrada ( $x/H=1.0$ ) y salida ( $x/H=2.0$ ) respectivamente. En Figura 4.11c se presenta las velocidades a lo largo de  $x$  en la región cercana al techo de la cavidad y la Figura 4.11d se muestra las velocidades en dirección  $x$  cerca del piso de la cavidad. En estas gráficas, se observa que los resultados numéricos determinados con el modelo HH, concuerdan satisfactoriamente con los datos experimentales de Nielsen con una diferencia porcentual máxima de 16.14%, para el componente de velocidad  $u$  en  $y/H=0.972$ .





**Figura 4.11.** Comparación de la velocidad  $u$  con datos experimentales en: a)  $x/H=1.0$ , b)  $x/H=2.0$ , c)  $y/H=0.972$  y d)  $y/H=0.028$ .

#### 4.1.6 Convección natural en una cavidad cuadrada en régimen de flujo turbulento con intercambio radiativo superficial.

En la Figura 4.12 se presenta el modelo físico de la cavidad cuadrada en la cual se consideran ambas paredes isotermas y las paredes horizontales en la parte superior e inferior se consideran adiabáticas, las dimensiones de la cavidad están en función del número de Rayleigh. El problema consiste en la convección natural en una cavidad cuadrada calentada diferencialmente en régimen de flujo turbulento, fue presentado por Velusamy (2001) y describió los efectos de la radiación en la convección natural en régimen de flujo turbulento, realizando un análisis numérico para diferente número de Rayleigh.

Se realizaron dos pruebas, en la primera (Test1) se consideró una emisividad de  $\varepsilon = 0.9$  y una temperatura de 328 y 318 K para las paredes verticales izquierda y derecha, respectivamente, para un número de Rayleigh de  $10^{11}$ . En la segunda (Test2) solo se varió la temperatura de la pared vertical izquierda y derecha a 348 y 298 K, respectivamente, manteniendo fijo los valores de emisividad y el número de Rayleigh. En la Tabla 4.4 se presentan los resultados cuantitativos obtenidos del Test 2 y del Test 1, contra los resultados reportados por Velusamy en el 2001.

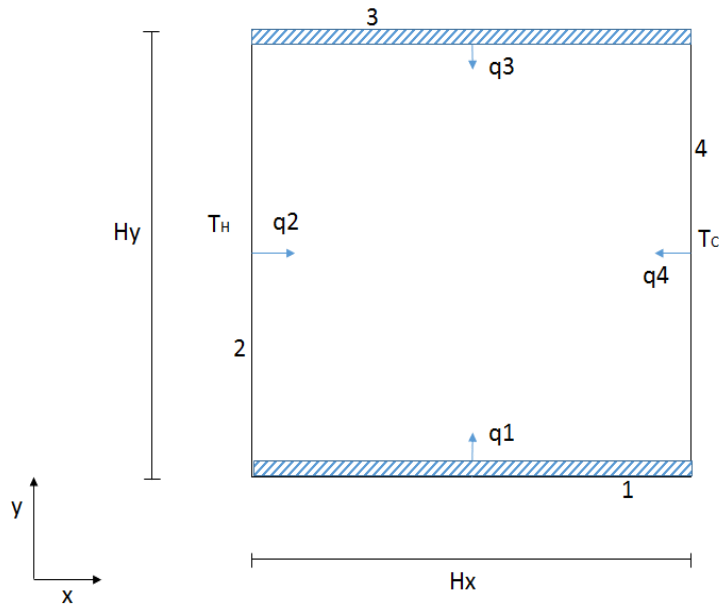


Figura 4.12. Cavity cuadrada calentada diferencialmente con intercambio radiativo.

Tabla 4.4. Comparación del número de Nusselt promedio para régimen turbulento.

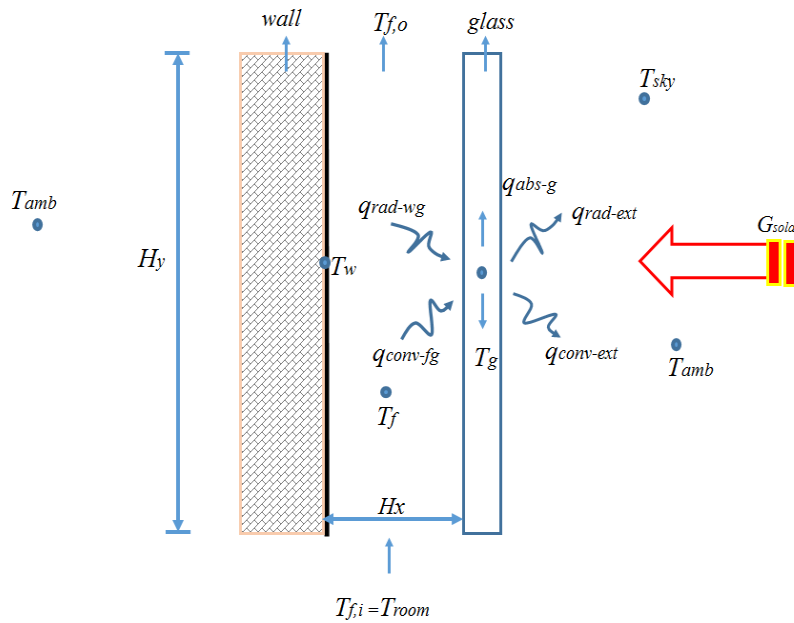
Parámetro	TEST 1		TEST 2	
	Velusamy (2001)	Presente Estudio	Velusamy (2001)	Presente Estudio
<i>Nuchot</i>	334.90	365.95	326.03	371.18
<i>Nuccold</i>	339.34	361.1	344.57	351.85
<i>Nurhot</i>	873.58	828.48	523.03	496.42
<i>Nurcold</i>	869.14	823.59	504.52	477.09
<i>NuTOTALhot</i>	1208.48	1194.43(1.16)	849.06	867.61(2.13)
<i>NuTOTALcold</i>	1208.48	1184.69(1.96)	849.09	828.94(2.37)

Nota: Los valores que se encuentran en () son los porcentajes del error porcentual respecto al trabajo de Velusamy (2001).

El número de Nusselt total corresponde a la suma del Nusselt convectivo y radiativo. La comparación muestra que en el Test 1 se obtuvo un error de 1.16 y 1.96%, que corresponden al número de Nusselt total de la pared caliente y la pared fría, respectivamente. Mientras que en el Test 2 donde únicamente se varió la temperatura de las paredes verticales, se logró un error de 2.13 y 2.37% para el número de Nusselt total de la pared caliente y la pared fría, respectivamente.

**4.1.7 Análisis térmico de una chimenea solar de un solo canal**

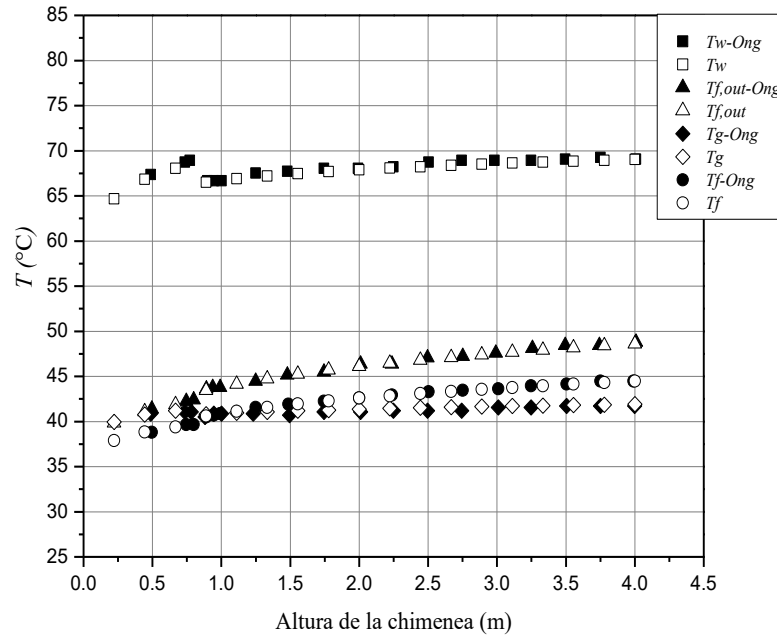
Ong (2003) presentó los resultados teóricos de un modelo de Chimenea Solar de un solo canal a través de un modelo de balance de energía global, los cuales fueron validados con los datos experimentales de Hirunlabh (1999). En la Figura 4.13 se presenta el modelo físico del sistema de chimenea solar de un solo canal. Así el problema consiste en determinar las temperaturas del vidrio ( $T_g$ ), la temperatura de la placa absorbidora ( $T_w$ ), la temperatura del fluido entre la placa y el vidrio ( $T_f$ ), y a su vez el flujo másico ( $\dot{m}$ ).



**Figura 4.13.** Modelo físico de la chimenea solar de un solo canal.

En la Figura 4.14 se presenta los resultados de comparación con los resultados de Ong (2003), para una chimenea solar de un solo canal con una altura de 4 m, la radiación solar de  $400 \text{ W/m}^2$ , para una razón de área de  $0.025 \text{ m}^2$  y canal de aire de  $0.145 \text{ m}$ . Se observó que a partir de una altura de 1 m, la placa absorbidora y la superficie vidriada aumentan su temperatura a  $70$  y  $42^\circ\text{C}$ , respectivamente. Debido a la temperatura que alcanzó la placa absorbidora, intercambia energía con el fluido al interior de la chimenea lo que permite que el fluido incremente su temperatura. También, se observa que el fluido a la salida ( $T_{f,out}$ ) es mayor a la temperatura del fluido ( $T_f$ ) esto es debido a que la temperatura del fluido que entra en cada sección de la chimenea solar, incrementa su temperatura debido al flujo de

calor de la placa absorbedora y a la superficie vidriada. Es por esto que también la temperatura del fluido en cada sección incrementa su temperatura a partir de una altura de 1 m, al igual que las componentes de la chimenea ( $T_w$ ,  $T_g$ ).



**Figura 4.14.** Comparación de la temperatura de las componentes de la chimenea solar de un canal ( $H_y=4$  m) con los reportados por Ong (2003).

En la Tabla 4.5 se presentan los valores de temperatura en cada sección de los elementos de la chimenea solar, de la comparación entre los resultados reportados por Ong (2003) se obtuvo un error mínimo y máximo de 0.2 y 2.3% para la pared semitransparente ( $T_g$ ). El error máximo de la temperatura del fluido ( $T_f$ ) fue de 2.3%. El error máximo y mínimo de la pared absorbedora ( $T_w$ ) fue de 4 y 0%, respectivamente. Finalmente el error máximo y mínimo de la temperatura a la salida en cada sección de la chimenea solar ( $T_{f,out}$ ) fue de 3.7 y 0.1%. Los errores máximos de los 4 elementos del sistema se presentaron a la entrada de la chimenea solar, mientras que los errores mínimos se presentaron en diferentes secciones, lo que corresponde a diferentes alturas de la chimenea.

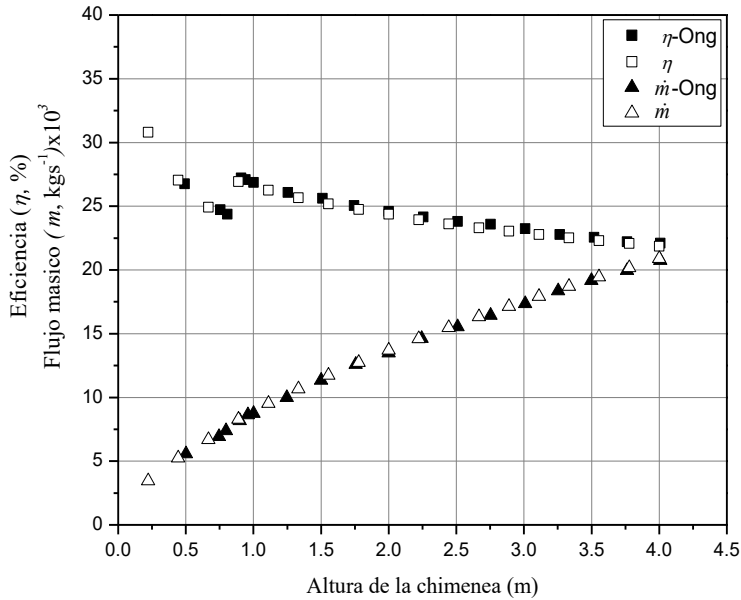


Tabla 4.5. Comparación cuantitativa de la temperatura (°C) de las componentes de la chimenea solar.

Sección	Ong (2003)				Presente Estudio			
	$T_g$	$T_f$	$T_w$	$T_{f,out}$	$T_g$	$T_f$	$T_w$	$T_{f,out}$
1	40.87	38.80	67.36	41.40	39.95(2.3)	37.90(2.3)	64.68(4.0)	39.86(3.7)
2	41.05	39.66	68.75	42.24	40.76(0.7)	38.82(2.1)	66.85(2.8)	41.10(2.7)
3	41.05	39.66	68.92	42.42	41.21(0.4)	39.41(0.6)	68.05(1.3)	41.87(1.3)
4	40.52	40.52	66.68	43.63	40.81(0.7)	40.61(0.2)	66.52(0.2)	43.47(0.4)
5	40.87	40.70	66.68	43.80	40.95(0.2)	41.12(1.0)	66.90(0.3)	44.16(0.8)
6	40.87	40.90	66.68	43.80	41.08(0.5)	41.56(1.6)	67.21(0.8)	44.75(2.2)
7	40.87	41.56	67.54	44.50	41.18(0.8)	41.94(0.9)	67.47(0.1)	45.26(1.7)
8	40.70	41.91	67.71	45.18	41.28(1.4)	42.28(0.9)	67.69(0.0)	45.71(1.2)
9	41.05	42.24	68.06	45.51	41.36(0.8)	42.59(0.8)	67.89(0.2)	46.12(1.3)
10	41.05	42.60	68.06	46.37	41.45(1.0)	42.85(0.6)	68.07(0.0)	46.46(0.2)
11	41.20	42.93	68.22	46.37	41.53(0.8)	43.10(0.4)	68.22(0.0)	46.80(0.9)
12	41.20	43.28	68.75	47.07	41.59(0.9)	43.34(0.1)	68.37(0.6)	47.11(0.1)
13	41.20	43.45	68.92	47.23	41.65(1.1)	43.55(0.2)	68.50(0.6)	47.41(0.4)
14	41.56	43.63	68.92	47.60	41.71(0.4)	43.76(0.3)	68.62(0.4)	47.68(0.2)
15	41.56	43.96	68.92	48.11	41.77(0.5)	43.95(0.0)	68.74(0.3)	47.93(0.4)
16	41.73	44.14	69.08	48.44	41.82(0.2)	44.13(0.0)	68.84(0.3)	48.17(0.6)
17	41.73	44.50	69.25	48.44	41.86(0.3)	44.30(0.2)	68.95(0.4)	48.40(0.1)
18	41.73	44.50	69.08	48.79	41.91(0.4)	44.47(0.1)	69.04(0.1)	48.62(0.3)

Nota: Los valores que se encuentran en () son los porcentajes de diferencia absoluta respecto al trabajo de Ong (2003).

En la Figura 4.15 se presenta el comportamiento de la eficiencia y el flujo másico del sistema pasivo. El incremento del flujo másico en la altura de la chimenea solar, es debido a que con el incremento de la temperatura del fluido, la densidad disminuye. También se observa que la eficiencia disminuye debido a que las temperaturas de funcionamiento más altas producen eficiencias más bajas.



**Figura 4.15.** Comparación del flujo másico ( $\dot{m}$ ) y la eficiencia ( $\eta$ ) de la chimenea solar de un canal ( $H_y=4$  m) con los reportados por Ong (2003).

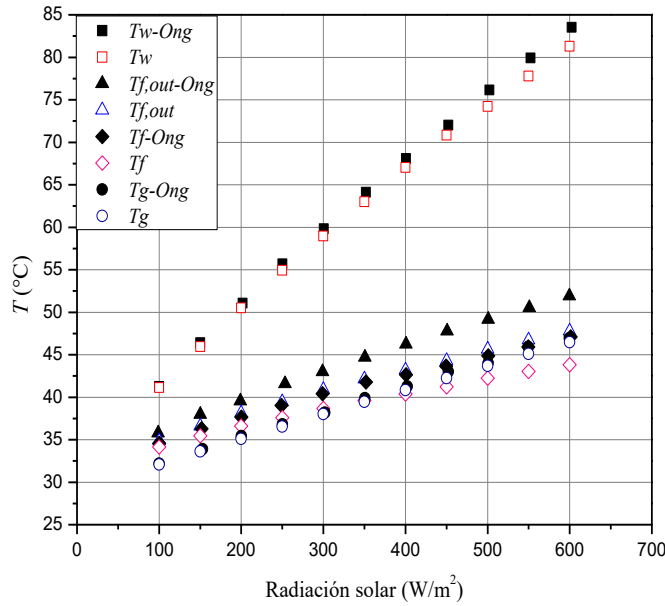
En la Tabla 4.6 se presentan la temperatura de cada elemento de la chimenea solar de 2 m de altura, en un intervalo de radiación solar de 100 a 600  $W/m^2$ . El máximo error de 8.0% es para la temperatura a la salida ( $T_{f,out}$ ) y el mínimo error de 0.3% es para la pared semitransparente y la placa absorbidora.

**Tabla 4.6.** Comparación de la temperatura ( $^{\circ}C$ ) de las componentes de la chimenea solar.

Radiación Solar	Ong (2003)				Presente Estudio			
	$T_g$	$T_f$	$T_w$	$T_{f,out}$	$T_g$	$T_f$	$T_w$	$T_{f,out}$
100	32.17	34.57	41.27	35.78	32.07(0.3)	34.15(1.2)	41.13(0.3)	34.87(2.5)
150	33.89	36.28	46.42	38.00	33.62(0.8)	35.46(2.3)	45.95(1.0)	36.62(3.6)
200	35.43	37.67	51.06	39.56	35.11(0.9)	36.61(2.8)	50.49(1.1)	38.15(3.6)
250	36.81	39.03	55.70	41.60	36.55(0.7)	37.59(3.7)	54.94(1.4)	39.45(5.2)
300	38.17	40.42	59.83	42.99	38.02(0.4)	38.67(4.3)	58.96(1.4)	40.89(4.9)
350	39.89	41.78	64.12	44.70	39.46(1.1)	39.61(5.2)	62.99(1.8)	42.14(5.7)
400	41.27	42.64	68.08	46.24	40.83(1.1)	40.39(5.3)	67.02(1.5)	43.19(6.6)
450	42.99	43.67	72.01	47.80	42.24(1.7)	41.23(5.6)	70.84(1.6)	44.31(7.3)
500	44.02	44.88	76.15	49.17	43.69(0.8)	42.24(5.9)	74.22(2.5)	45.65(7.2)
550	45.91	45.91	79.93	50.55	45.09(1.8)	43.05(6.2)	77.80(2.7)	46.73(7.6)
600	46.95	47.10	83.53	51.92	46.49(1.0)	43.83(6.9)	81.30(2.7)	47.78(8.0)

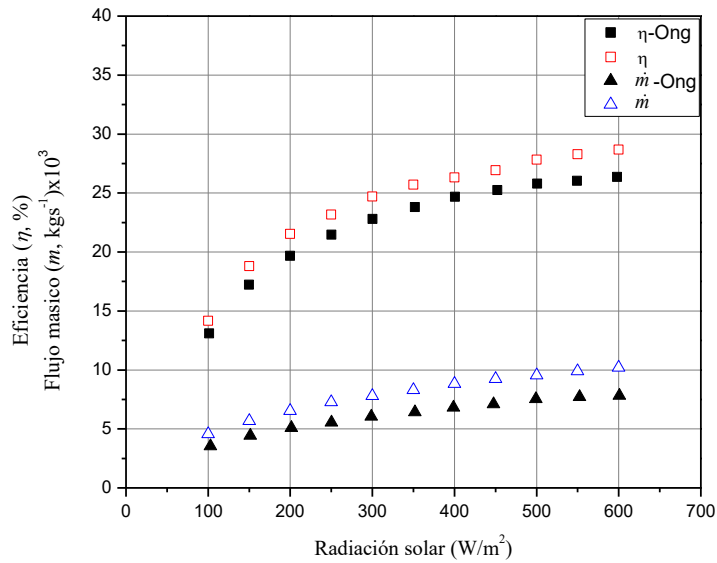
**Nota:** Los valores que se encuentran en ( ) son los porcentajes de diferencia absoluta respecto al trabajo de Ong (2003).

En la Figura 4.16 se presentan los resultados para una chimenea solar con una altura de 2 m. Se observa que la componente del sistema con mayor temperatura es la placa absorbedora, la cual es la que le aporta al fluido mayor energía por lo que con el aumento de la radiación solar la temperatura del fluido en cada sección y a la salida aumenta.



**Figura 4.16.** Comparación de la temperatura de las componentes de la chimenea solar de un canal ( $H_y=2$  m) con los reportados por Ong (2003).

En la Figura 4.17 se observa el comportamiento de la eficiencia y el flujo másico, con el aumento de la radiación solar aumenta el valor del flujo másico y la eficiencia. El valor de la temperatura de las componentes del sistema chimenea solar.



**Figura 4.17.** Comparación del flujo másico ( $\dot{m}$ ) y la eficiencia ( $\eta$ ) de la chimenea solar de una canal ( $Hy=2$  m) con los reportados por Ong (2003).

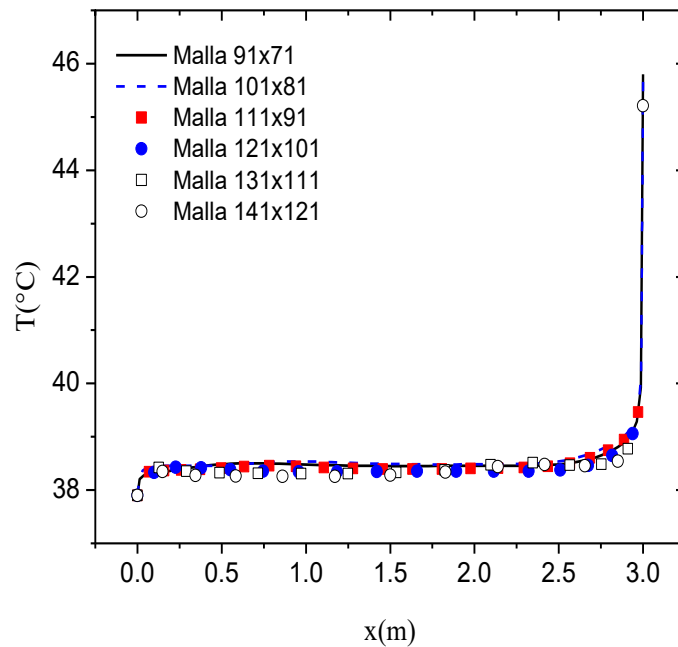
## 4.2 Estudio de independencia de malla

En esta sección se muestra el estudio de independencia de malla para el modelo numérico desarrollado con la finalidad de obtener credibilidad en los resultados respecto a la densidad de malla usada.

### 4.2.1 Resultados del Estudio de Independencia de Malla

Para efectuar este estudio se tomó un caso con parámetros considerados extremos, de la ciudad considerada para el estudio. Estas condiciones corresponden a las 12:00 h del día más cálido del 2014 en Mérida, Yucatán:  $G_{solar}=392.49$ ,  $W/m^2$ ,  $T_{amb}=37.9$  °C,  $V_{wind}=2.9$  m/s, considerando una cavidad ventilada de  $3 \times 3$  m<sup>2</sup> con un muro de tabique de 0.15 m de espesor. Los parámetros para la evaluación fueron la temperatura promedio, máxima y la temperatura de salida de la cavidad, también se considera las componentes de velocidad, el flujo másico y el cambio de aire por hora. Se emplearon mallas de  $91 \times 71$  hasta  $141 \times 121$  con incrementos de 10 nodos. El número de nodos totales en la dirección-x corresponden a 20 nodos para el muro conductor y el resto para la cavidad de aire.

En la Figura 4.18 se presenta el perfil de temperaturas en la parte media en dirección- $x$  de la cavidad ( $x=1.5$  m) para las diferentes mallas numéricas. Se observó que cualitativamente las diferencias no son significativas entre los resultados ya que el perfil de temperatura en esas mallas tiene similar comportamiento. Al interior de la cavidad en una longitud entre 0.5 y 2.5 m el intervalo de temperatura es de  $37.5 < T < 38.7$  °C, mientras que en la zona inferior y superior de la cavidad se tiene una temperatura de 38.0 y 45 °C, respectivamente.



**Figura 4.18.** Resultados del perfil de temperatura en dirección- $x$  para diferentes mallas numéricas.

Por lo tanto, en la Tabla 4.7 se presentan los valores de temperatura promedio ( $T_{prom}$ ), máxima ( $T_{max}$ ) y la temperatura a la salida de la cavidad ventilada ( $T_{out}$ ) para las diferentes mallas, de los resultados de la Figura 4.18. Para seleccionar el número de nodos de la malla computacional fue necesario calcular la diferencia porcentual entre los valores de una malla y otra, tomando como criterio de selección diferencias porcentuales menores que 3%. Por lo tanto, a partir del cálculo de las diferencias de los resultados de la tabla, se determinó que la malla 121x101 no presentó una diferencia mayor del 0.2% con respecto a la temperatura promedio y máxima al interior de la cavidad, mientras que en comparación con las mallas menores a la de 121x101 la diferencia es notable. La mayor diferencia porcentual en la

temperatura promedio y máxima corresponde para la malla de 111x91. Los resultados mostraron que el error máximo y mínimo de la temperatura a la salida de la habitación es de 0.48 y 0.05%, para una malla de 101x81 y 111x91, respectivamente.

**Tabla 4.7.** Temperatura máxima y promedio en dirección- $x$ .

Variable	Tamaño de malla numérica					
	91x71	101x81	111x91	121x101	131x111	141x121
$T_{prom}$	38.62 (--)	37.66 (2.48)	38.57 (2.41)	38.50 (0.18)	38.50 (0.0)	38.45 (0.13)
$T_{max}$	45.80 (--)	45.67 (0.28)	45.51 (0.35)	45.44 (0.15)	45.29 (0.18)	45.21 (0.18)
$T_{out}$	39.15 (--)	39.34 (0.48)	39.32 (0.05)	39.30 (0.05)	39.41 (0.28)	39.46 (0.13)

**Nota:** El valor en el ( ) corresponde a la diferencia porcentual.

En la Tabla 4.8 se muestran los valores de las velocidades máximas ( $u$ ,  $v$ ) para cada una de las mallas y se observó que para la componente  $u$  las mallas presentan una diferencia porcentual entre 0.0 y 10.0% siendo el error mínimo y máximo, respectivamente. Con base en los resultados las mallas mayores a 101x81 no muestran una diferencia significativa, pero el error porcentual con respecto a la malla inferior, muestra un error máximo.

**Tabla 4.8.** Valor máximo de las componentes de la velocidad ( $u$ ,  $v$ ).

Variable	Tamaño de malla numérica					
	91x71	101x81	111x91	121x101	131x111	141x121
$u_{max}$	0.10 (--)	0.11 (10.0)	0.11 (0.0)	0.11 (0.0)	0.11 (0.0)	0.11 (0.0)
$v_{max}$	0.16 (--)	0.18 (12.5)	0.19 (5.55)	0.19 (0.0)	0.20 (5.26)	0.20 (0.0)

**Nota:** El valor en el ( ) corresponde a la diferencia porcentual.

En la componente  $v$  los valores variaron proporcionalmente al incremento de los nodos en el sistema, sin embargo a partir de la malla 101x81 hasta la malla 141x121 el valor de la velocidad se mantuvo en el orden de 0.18 a 20 m/s. Por lo tanto, para la componente  $u$  y  $v$  la malla con la que presentan una diferencia porcentual menor en comparación con las mallas inferiores es la malla de 121x101. En la Figura 4.19 y 4.20 se presentó el perfil de velocidades a la altura y longitud media para la componente  $u$  y  $v$  respectivamente, para cada una de las mallas. En la Figura 4.19 a partir de una altura de 2.0 m se observa una diferencia en la magnitud de la velocidad en las diferentes mallas, mientras que en la Figura 4.20 se observó

que los resultados de las mallas menores a la de 111x91 existe una diferencia significativa, mientras que los resultados de mallas superiores se mantienen aproximadamente en el mismo orden.

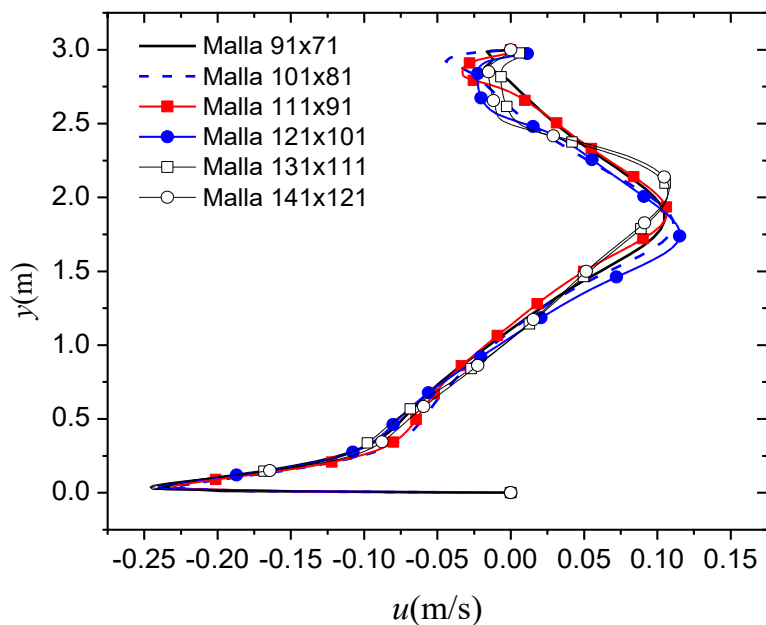


Figura 4.19. Valores de velocidad de  $u$  en  $y=1.5$  m para diferente tipo de malla numérica.

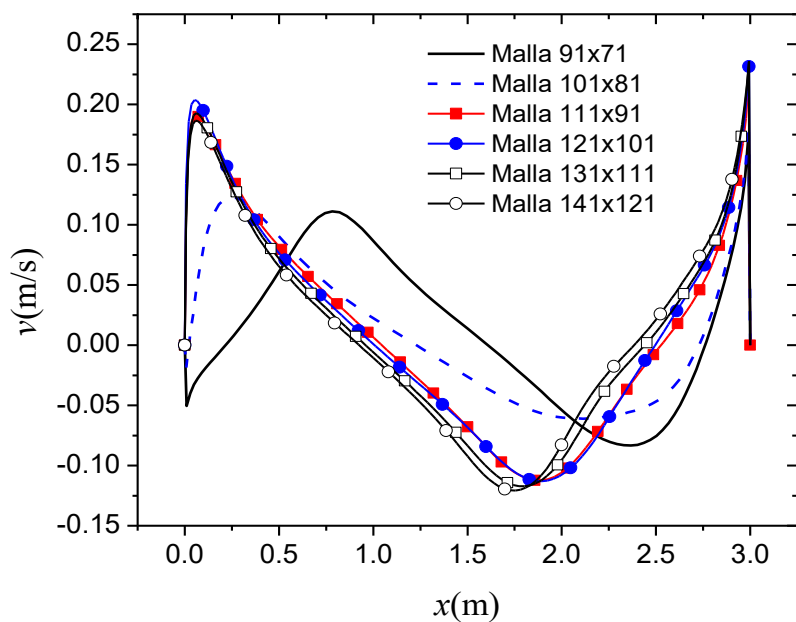


Figura 4.20. Valores de velocidad  $v$  en  $x=1.5$  m para diferente tipo de malla numérica.

En la Tabla 4.9 se presenta la diferencia porcentual del flujo másico ( $\dot{m}$ ) y el cambio de aire por hora (ACH). Se observó que la mayor y la menor diferencia porcentual para el flujo másico fue en la malla de 101x81 y 141x121, respectivamente. La diferencia porcentual es menor del 1%. Otra variable que se consideró analizar para la independencia de malla es el cambio de aire por hora (ACH), en donde el máximo valor de la diferencia porcentual es menor al 3% para la malla de 101x81 y 111x91. Se observó que a partir de la malla de 111x91 el error es menor al 1%. De este modo la malla que presentó el menor valor de la diferencia porcentual es la malla 121x101 para ambas variables. Por lo tanto, para las mallas mayores a 111x91, indica que la solución ya no varía y la diferencia entre la solución es despreciable.

**Tabla 4.9.** Comparación del flujo másico y el cambio de aire por hora (ACH).

Variable	Tamaño de malla numérica					
	91x71	101x81	111x91	121x101	131x111	141x121
$\dot{m}(kg / s)$	34.04	34.07	34.20	34.20	34.34	34.42
$\times 10^{-2}$	(--)	(0.85)	(0.38)	(0.0)	(0.41)	(0.23)
ACH	3.85	3.94	4.01	4.00	4.03	4.05
	(--)	(2.33)	(1.77)	(0.24)	(0.75)	(0.49)

**Nota:** El valor en el ( ) corresponde a la diferencia porcentual.

Del análisis realizado se concluyó que los resultados presentados de manera gráfica para la temperatura y las componentes de velocidad presentaron un patrón similar para todas las mallas numéricas, sin embargo, de manera cuantitativa y con base al cálculo de las diferencias porcentuales la malla que tuvo el mejor desempeño es la de 121x101 nodos obteniendo valores menores de 0.2 para la temperatura, mientras que para las componentes de velocidad  $u$  y  $v$  obtuvieron diferencias insignificantes. También, los resultados mostraron que la diferencia porcentual del flujo másico ( $\dot{m}$ ) y el ACH, en la malla 121x101 nodos es menor al 0.3% para las dos variables. Por lo tanto, se llegó a la conclusión que a partir de una malla de 121x101 nodos permite obtener resultados óptimos y congruentes, sin olvidar que entre mayor sea la cantidad de nodos computacionales, más esfuerzo y tiempo de cómputo es demandado.

Una vez que el código numérico se verificó y se presentó el estudio de independencia de malla, en la siguiente sección se describen los resultados.



# **CAPÍTULO 5**

## **RESULTADOS**

En este capítulo se presentan los resultados numéricos obtenidos de la transferencia de calor conjugada en una habitación acoplada a una chimenea solar, para analizar el comportamiento de la habitación con (CA-CS) y sin (CA) un sistema solar pasivo para ventilación. El capítulo está dividido en las siguientes secciones: parámetros de estudio, posteriormente los resultados del estudio térmico donde se analiza los patrones de flujo, también la comparación de las configuraciones (CA y CA-CS, sección 2) mediante los parámetros de cambios de aire por hora (ACH), el flujo másico ( $\dot{m}$ ), la velocidad de salida de la cavidad ( $V_{out}$ ), la eficiencia de distribución de temperatura, la temperatura local y la velocidad resultante al interior de la habitación. Una vez realizado el estudio de comparación se presenta el análisis térmico e hidrodinámico de la habitación acoplada a una chimenea solar (configuración, CA-CS). Y por último se presenta la evaluación térmica de la chimenea solar bajo condiciones climáticas que corresponden a la Ciudad de Mérida, Yucatán.

---

## 5.1 Parámetros de estudio

En esta sección se presentan los parámetros considerados para el estudio de la transferencia de calor conjugada en una habitación acoplada con una chimenea solar. El sistema está representado por una cavidad ventilada con un muro opaco conductor, una pared sólida isoterma (verticales) y 2 paredes horizontales adiabáticas con una abertura de entrada y salida, ubicado en la parte inferior de la pared vertical derecha y en la pared superior, respectivamente. En la zona superior de la cavidad se tiene una chimenea solar, formada por una pared semitransparente y una placa absorbidora. No se realizó un estudio paramétrico, para definir la geometría de la chimenea solar ya que se tomaron los parámetros encontrados en la literatura, las dimensiones de la chimenea son de 2 m de altura y 0.12 m de separación entre la placa absorbidora y la pared semitransparente. Las dimensiones de la abertura de entrada y salida se fijan a 0.12 m. Para las dimensiones de la cavidad, se determinaron con base en el código de vivienda (CONAVI, 2017), ya que especifica que el área mínima de espacios es de 7.29 m<sup>2</sup> y la altura mínima es de 2.70 m para una habitación en un clima cálido- subhúmedo. Por lo tanto, se consideró la longitud y altura de 3 m, de tal manera que, para determinar el volumen, de la cavidad se considera la longitud de la tercera dimensión de 3 m. Por otra parte, es importante considerar el efecto de conducción de calor en el muro opaco el cual es esta formado de ladrillo, las propiedades de este material son, densidad de 1600 kg/m<sup>3</sup>, conductividad térmica de 0.7 W/mK y calor específico de 1073 J/kgK, (Uriarte, 2017). El espesor mínimo del ladrillo se consideró de 0.15 m, este es el espesor de los muros de una casa de interés social. Se analizará el desempeño térmico de una habitación acoplada a una chimenea solar con orientación al sur. El sistema acoplado será evaluado con las condiciones climáticas del día más cálido y frío de Mérida Yucatán (latitud 20°58'00" y longitud 89°37'00"). Esta ciudad presenta un clima cálido-subhúmedo durante el año. Los datos de irradiación solar sobre una superficie vertical orientada al sur, temperatura y velocidad del viento que corresponden a la ciudad de estudio se muestran en la Tabla 5.1. Adicionalmente, la habitación representada por una cavidad, sin considerar su acople una chimenea solar fue también modelado bajo el mismo escenario de parámetros y condiciones. Ello con la finalidad de evaluar el uso de una chimenea solar en la habitación. A lo largo del capítulo

se presenta la sección de comparación entre los resultados de la habitación con y sin una chimenea solar.

**Tabla 5.1.** Condiciones climáticas en Mérida, Yucatán (2014).

Hora	Día cálido (7 de abril 2014)			Día frío (18 de enero 2014)		
	<i>G<sub>sol</sub></i> (W/m <sup>2</sup> )	<i>T<sub>amb</sub></i> (°C)	<i>V<sub>wind</sub></i> (m/s)	<i>G<sub>sol</sub></i> (W/m <sup>2</sup> )	<i>T<sub>amb</sub></i> (°C)	<i>V<sub>wind</sub></i> (m/s)
<b>07:00</b>	48.19	26.2	4.7	297.16	10	0
<b>08:00</b>	235.38	29.3	4.8	370.12	15.8	0.9
<b>09:00</b>	301.26	31.5	5.4	448.36	22.2	2.6
<b>10:00</b>	359.94	34.6	4.5	498.84	23.2	3.2
<b>11:00</b>	392.86	36.3	3.6	528.73	24.5	3
<b>12:00</b>	392.49	37.9	2.9	501.73	24.3	3.1
<b>13:00</b>	377.59	39.2	1.5	510.65	24.6	2.5
<b>14:00</b>	334.32	39.9	1.5	476.46	25.5	2.6
<b>15:00</b>	216.42	41.5	1.4	382.06	26	2.6
<b>16:00</b>	108.60	40.3	2.2	233.07	24.2	2.9
<b>17:00</b>	48.19	37.9	4.2	289.59	23.1	2.9

## 5.2 Resultados del Estudio Térmico

En esta sección se presentan los resultados numéricos de la transferencia de calor conjugada de una cavidad ventilada acoplada a una chimenea solar (configuración: CA-CS). Para la configuración CA-CS, se modelaron las horas en las que la irradiación solar está presente durante el día más frío y el día más cálido del año, que generalmente sucede de 7:00 a 17:00 h. Para el día más frío se emplea la palabra “Cold” y para el día más cálido se hace lo propio con la palabra “Warm”. De acuerdo a esta convención se entiende que la simbología del día más frío para la configuración es CA-CS-Cold mientras que para el día más cálido será CA-CS-Warm.

### 5.2.1 Patrones de Flujo

En esta sección se describen los patrones de flujo para la cavidad ventilada con una chimenea solar evaluada para datos climáticos de la Ciudad de Mérida, Yucatán. Debido a la transferencia de calor conjugada a través de la habitación, el comportamiento del aire al interior de la cavidad está ligado a la temperatura de las paredes verticales. Por lo tanto, estos patrones de flujo se presentan a manera de isotermas y líneas de corriente; ya que estos son útiles para describir de manera más fácil la fenomenología que ocurre durante el transporte de energía. El comportamiento del sistema se ilustra en la Figura 5.1 (isotermas) para los horarios de 7:00 a 17:00. A las 7:00 h la radiación solar tiene un valor bajo, y la diferencia de las temperaturas entre el interior de la habitación y el medio ambiente exterior es nula, varía en el orden de  $0.1^{\circ}\text{C}$ . De tal manera que la temperatura de las paredes verticales se mantiene en el orden de  $\approx 26^{\circ}\text{C}$ , siendo casi uniforme en toda la cavidad. Posteriormente, en las horas subsecuentes para las 8:00 y 9:00 h se observa que la temperatura se mantiene en un orden de  $\approx 30^{\circ}\text{C}$ . También es posible apreciar que las temperaturas más altas se concentran en la parte superior de la cavidad mientras que las menores temperaturas se ubican en la zona inferior, esto debido a que con el incremento o decremento de la temperatura del fluido, este varía su densidad y por lo tanto a mayor temperatura menor densidad para el aire, por lo que la tendencia del fluido es un movimiento ascendente y del caso contrario a menor temperatura mayor densidad, el fluido desciende. A partir de las 10:00 hasta las 16:00 h, la habitación tiene un campo de temperaturas casi uniforme con variación de  $\approx 0.5^{\circ}\text{C}$  ya que la radiación solar aumentó y

---

por la radiación incidente el muro comienza a calentarse. El valor de la temperatura de la pared vertical varia de 39°C a partir de las 9 h y tiene su valor más alto (53°C) a las 13 h. Posteriormente, conforme la radiación disminuye de manera similar sucede con la temperatura de la pared. De tal manera, que se observa que el fluido adquiere energía con la pared derecha la cual tiene una mayor temperatura comparado a la del fluido, que al estar cerca a la pared derecha, existe una transferencia de energía, que al incrementar el fluido tiende a ser succionado. Es por ello que la temperatura del fluido en la zona media de la habitación, se mantiene en el orden de la pared con menor temperatura ya que el fluido con mayor temperatura en el interior de la cavidad es extraído. Para las 17:00 h la temperatura se mantiene en un valor de 38°C debido a que la radiación solar disminuyó. En la Figura 5.2 se presentan las isotermas obtenidas de la modelación del día más frío. Se observa un comportamiento similar al compararse con el patrón del día más cálido, pero con la notable diferencia que la temperatura al interior de la cavidad para las horas 7:00 y 8:00 h no excede los 20°C cuando la temperatura ambiente es de 10 y 15.8°C, respectivamente. También el patrón de las isotermas indica que la temperatura no excede de  $\approx 26.5^\circ\text{C}$  al interior de la cavidad (15 h).

En las Figuras 5.3 y 5.4 se presentan las líneas de corrientes, las cuales indican la dirección que el fluido tiene. Los patrones para ambos días son similares debido a que el comportamiento del fluido, al entrar a la habitación, e interactuar con las superficies transfiere energía de forma similar. La abertura de salida se encuentra sobre la pared conductora derecha, por lo tanto, el fluido ascenderá en esa dirección. En la Figura 5.3 se aprecia que el fluido se desplaza por la pared vertical derecha, ya que sobre esa superficie incide la radiación solar y es la que tiene mayor influencia al transmitir energía al interior de la habitación, un similar comportamiento se observa en la Figura 5.4. En particular, para el horario de mayor radiación solar (11 h), se observa que para el día más frío el patrón se intensifica en comparación al patrón del día más cálido para el mismo horario. Debido a que si el fluido que entra a la habitación tiene menor energía que el fluido que se encuentra en el interior, existe una diferencia de temperatura mayor. La transferencia de energía se dará desde el fluido con mayor energía hacia el fluido de menor energía y en ese instante las partículas del fluido incrementan su energía y provoca una variación en la densidad del fluido que provoca que el fluido se desplace de manera natural. Por lo tanto, la

transferencia de energía es mayor para el día más frío. Por otro lado, existe una fuerza de extracción desde la chimenea al aire en la habitación debido a la diferencia de temperatura entre el fluido en el interior de la habitación y la temperatura que tienen los elementos de la chimenea solar, entonces induce se induce al fluido proveniente del ambiente exterior a entrar a la habitación y posteriormente a salir a través de la chimenea solar. Por lo tanto, el fluido se puede mover a través de una fuerza motriz, debido a una diferencia de temperatura, lo que provoca que la densidad del fluido disminuya de tal forma que el fluido se mueve de forma ascendente ese movimiento es por medio de la fuerza de flotación. También los cambios de la densidad pueden ser provocados por la presión ejercida en el fluido a través de un cambio de volumen y también por medio de la variación de la temperatura como se mencionó. Cuando la chimenea solar extrae el fluido de la cavidad, hay un cambio de volumen y está provocando una presión sobre el fluido. Considerando que al interior de la cavidad y al medio ambiente exterior la presión es igual, no se producirá un flujo de aire a través de las aberturas, a pesar que haya una diferencia de temperatura. Sin embargo, se produce un flujo de aire debido a que la presión en el interior está variando debido a la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior y es proporcional a la densidad del aire. Y otra cuestión es que cuando la temperatura interior es más alta en el interior que la del exterior, la diferencia de presión es tal que el exceso de presión interior se acumula en la abertura superior induciendo al aire hacia un flujo hacia el interior, lo que se ve reflejado en la velocidad del fluido al interior y a la salida del sistema acoplado.

Los resultados de patrón de flujo de la cavidad ventilada sin el efecto de la chimenea solar se encuentran en el Apéndice B, una descripción de los patrones es presentados en este apéndice (configuración CA).

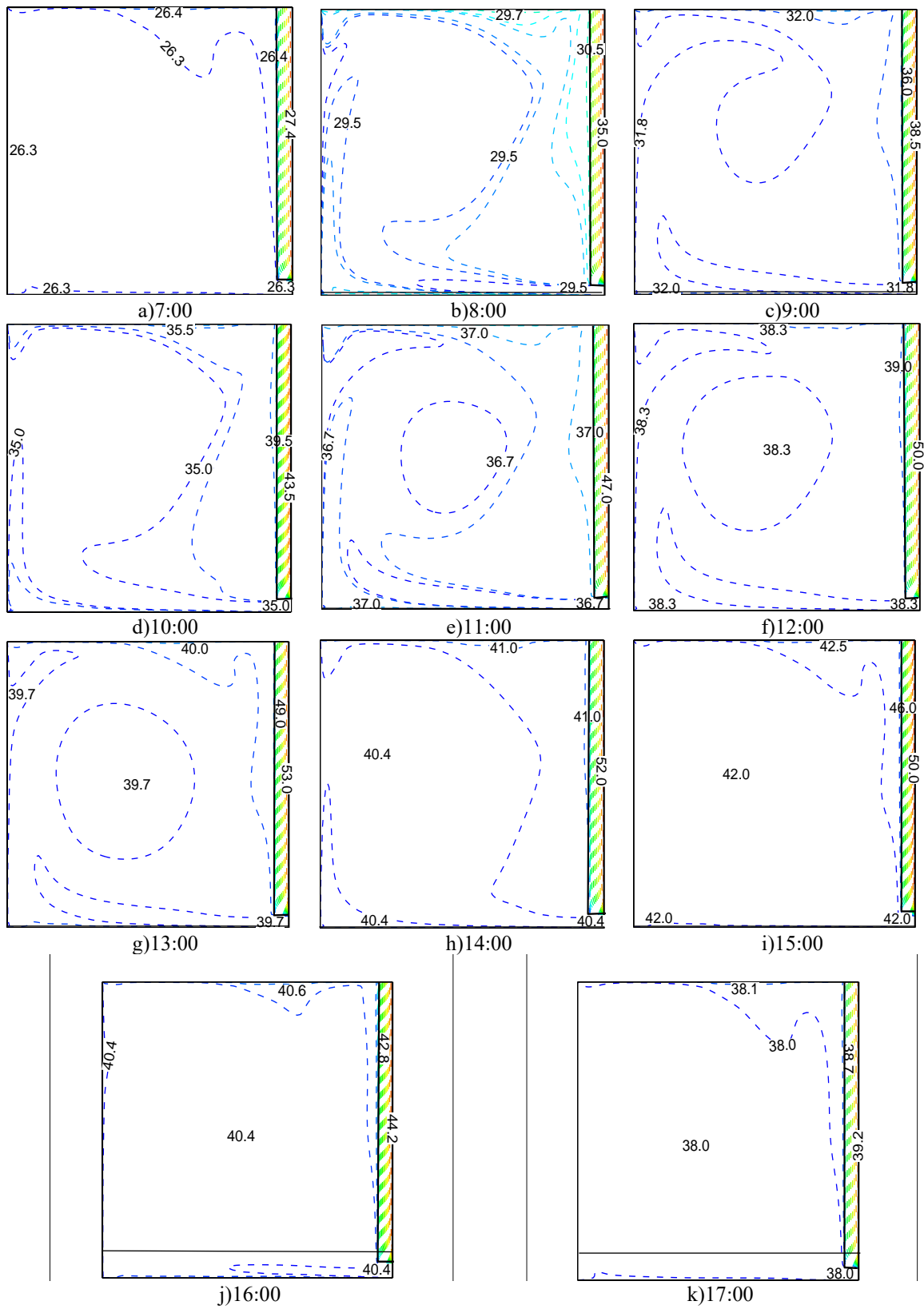


Figura 5.1. Isotermas para Mérida, Yucatán para el día más cálido, CA-CS-Warm.

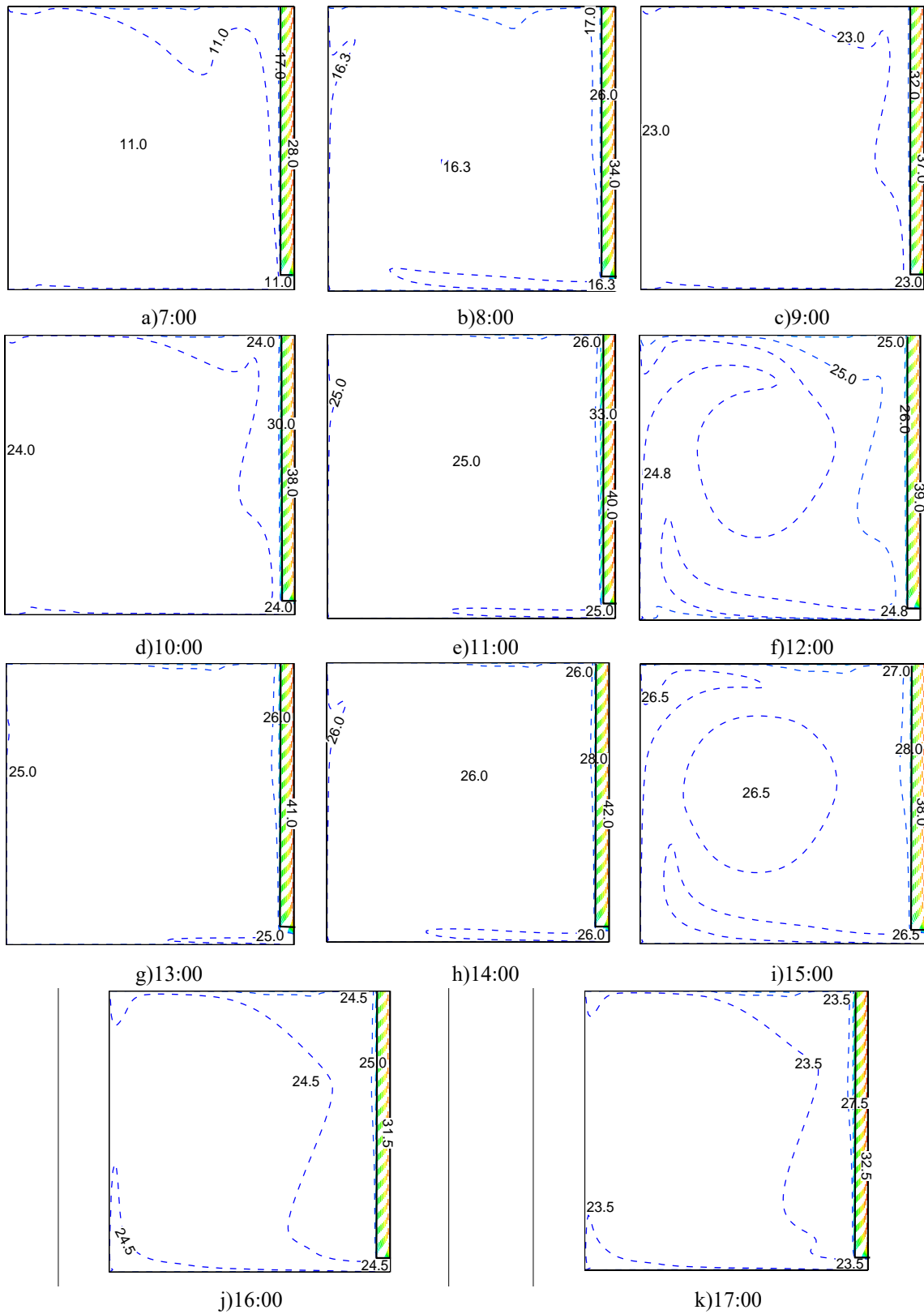


Figura 5.2. Isothermas para Mérida, Yucatán para el día más frío, CA-CS-Cold.



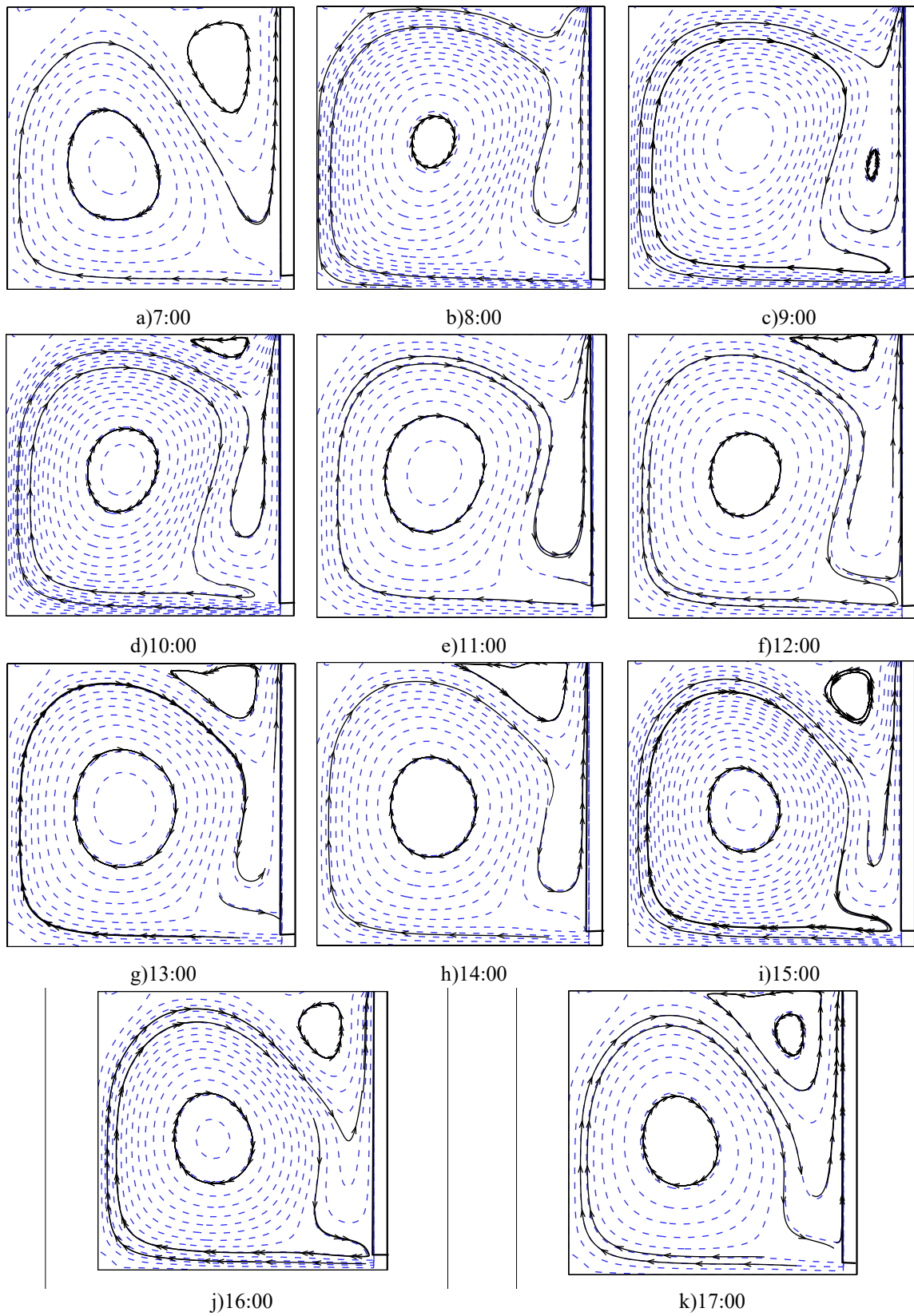


Figura 5.3. Líneas de corriente para Mérida, Yucatán para el día más cálido, CA-CS-Warm.

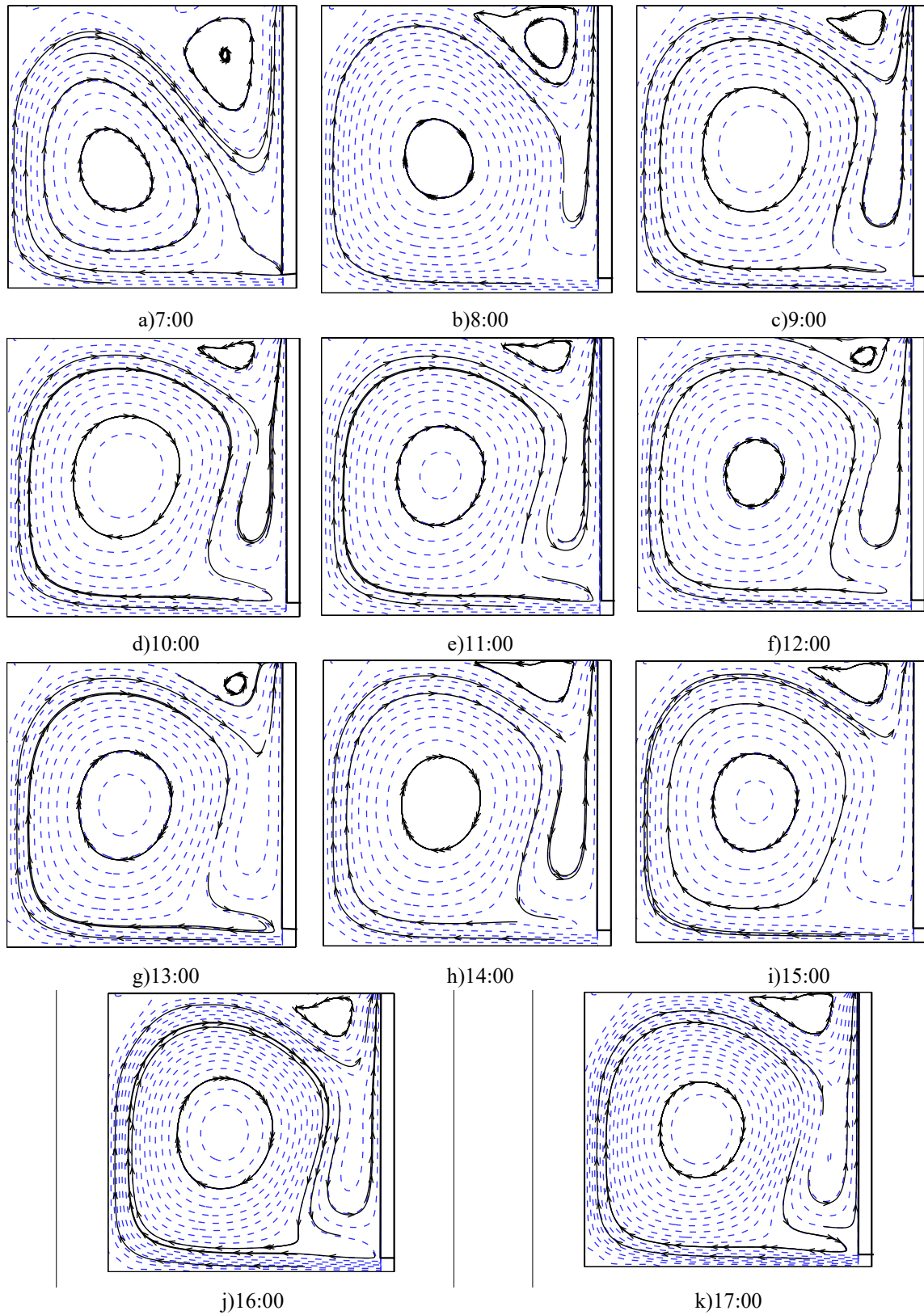


Figura 5.4. Líneas de corriente para Mérida, Yucatán para el día más frío, CA-CS-Cold.

Como, se mencionó en el Capítulo 1, este estudio está enfocado a la ventilación de edificaciones, por lo tanto, a continuación, se presenta la comparación de los resultados de una habitación ventilada respecto a los resultados de una habitación acoplada a una chimenea solar para evaluar los parámetros de ventilación, entre estos el flujo másico.

### 5.3 Comparación de las configuraciones

En esta sección se presenta una comparación de los resultados numéricos de la configuración CA y CA-CS en las horas en que la irradiación solar está presente durante el día más frío y el día más cálido del año. La nomenclatura empleada para la configuración CA, para ambos días es: CA-Cold y CA-Warm, mientras que la configuración CA-CS ya fue descrita en la sección anterior. Para presentar los resultados se consideraron los siguientes parámetros, los cambios de aire por hora (ACH), el flujo másico (  $\dot{m}$  ) y la velocidad de salida de la cavidad ( $V_{out}$ ).

#### 5.3.1 Resultados de la comparación

El concepto de renovación de aire interior se define como la introducción de aire nuevo procedente del exterior que desplaza al aire usado en el interior de las edificaciones, el cual se suele medir en renovaciones/hora o cambio de aire por hora. La renovación de aire interior es fundamental para garantizar la calidad del aire en un edificio, (Awbi, 2003). Es importante distinguir entre la renovación del aire interior y la velocidad del aire de la ventilación, ya que la velocidad del aire no tiene influencia en la calidad, ya que se puede mover el aire al interior de un recinto sin obtener ninguna renovación. Es por eso que la ventilación está orientada hacia el confort y un aspecto importante es medir ACH en una habitación, con el propósito de analizar la habitabilidad y conocer la calidad del aire al interior. Bassiouny y Koura (2008) definen la relación del ACH de la siguiente manera.

$$ACH = \dot{V} * \left( \frac{3600s}{V_{habitación}} \right) \quad (5.1)$$

en donde:

$\dot{V}$  = Flujo volumétrico ( $m^3/s$ ).

---

$V_{habitación}$  = Volumen de la habitación ( $m^3$ ).

Con base en la relación anterior se calculó este criterio. En la Tabla 5.2 y 5.3 se presentan los valores del cambio de aire por hora (ACH), el flujo másico ( $m$ ) y la velocidad a la que el fluido sale ( $V_{out}$ ) de la cavidad para el día más cálido y frío. En la Tabla 5.2 se presenta la comparación para el día más cálido y se observa un intervalo del cambio de aire de  $1.47 < ACH < 4.66$  y  $1.76 < ACH < 5.04$ , para la configuración CA-Warm y CA-CS-Warm, respectivamente. En donde la configuración CA-Warm tiene valores máximos en el orden de 4 ACH en el intervalo de tiempo de 12:00 a 14:00 h, mientras que la configuración CA-CS-Warm tiene valores de 5 ACH en el intervalo de 11:00 a 13:00 h. Para cuantificar la renovación del aire se consigue mediante el cambio de aire y está establecido por la norma ASHRAE 62.1 (2005) en 0.5, el cual está en función de la ocupación y la actividad lo cual puede incrementar hasta 2.5 ACH. Se aprecia el beneficio de emplear un sistema solar pasivo para ventilación ya que permite incrementar la renovación del aire al interior de una habitación, a través de la fuerza térmica que permite aumentar la flotación del fluido de manera que este sea succionado hacia el exterior. Los resultados mostraron que ambas configuraciones están entre los intervalos que marca la norma ASHRAE 62.1 (2005), pero la configuración que obtiene valores mayores es la configuración CA-CS-Warm.

En cuanto a la comparación del flujo másico y la velocidad a la salida de la cavidad, se observó que el intervalo en el que se encuentra el flujo másico es de  $12.98 < \dot{m} < 41.13$  y de  $15.51 < \dot{m} < 44.50$ , para las 7:00 y 13:00 h para CA-Warm y para CA-CS-Warm, respectivamente y para la velocidad se tienen intervalos de  $0.09 < V_{out} < 0.29$  y  $0.11 < V_{out} < 0.31$  para cada una de las configuraciones, respectivamente. Sin embargo, la configuración CA-CS-Warm fue quien presentó los índices más altos, para cada uno de los parámetros con respecto a los valores de la configuración CA-Warm. Presentando una diferencia porcentual mayor de 44.87, 44.97 y 47.37 % para el ACH,  $\dot{m}$  y  $V_{out}$ , respectivamente, para el horario de 9:00 h. Mientras que en el intervalo de mayor radiación entre 11:00 y 12:00 h la diferencia porcentual es de entre 29.00 y 19.00 % aproximadamente para cada parámetro.

**Tabla 5.2.** Valores de Cambio de aire por hora, flujo másico y velocidad a la salida de la cavidad para el día más cálido.

Hora	CA-Warm			CA-CS-Warm		
	ACH	$\dot{m}(kg / s)$ $\times 10^3$	$V_{out}$ (m/s)	ACH	$\dot{m}(kg / s)$ $\times 10^3$	$V_{out}$ (m/s)
<b>07:00</b>	1.47	12.98	0.09	1.76(19.73)	15.51(19.49)	0.11(22.22)
<b>08:00</b>	2.92	25.81	0.18	4.11(40.75)	36.32(40.72)	0.26(44.44)
<b>09:00</b>	3.12	27.51	0.19	4.52(44.87)	39.88(44.97)	0.28(47.37)
<b>10:00</b>	3.52	31.08	0.22	4.83(37.22)	42.62(37.13)	0.30(36.36)
<b>11:00</b>	3.88	34.25	0.24	5.01(29.12)	44.20(29.05)	0.31(29.17)
<b>12:00</b>	4.10	36.20	0.26	5.04(22.93)	44.50(22.93)	0.31(19.23)
<b>13:00</b>	4.66	41.13	0.29	5.03(7.94)	44.44(8.05)	0.31(6.90)
<b>14:00</b>	4.42	39.02	0.28	4.79(8.37)	42.32(10.07)	0.30(7.14)
<b>15:00</b>	3.71	32.78	0.23	4.01(8.09)	35.37(7.90)	0.25(8.70)
<b>16:00</b>	2.55	22.51	0.16	2.94(15.29)	25.93(15.19)	0.18(12.50)
<b>17:00</b>	1.51	13.31	0.09	1.90(25.83)	16.74(25.77)	0.12(33.33)

**Nota:** Los valores que se encuentran en ( ) es la diferencia porcentual respecto a la configuración CA-Warm.

En la Tabla 5.3 se presenta los resultados de las configuraciones para el día más frío y se observa un intervalo del cambio de aire entre  $3.66 < ACH < 5.58$  y  $4.56 < ACH < 5.74$ , para la configuración CA-Cold y CA-CS-Cold, respectivamente. Se observa que el valor de ACH se encuentra en lo establecido de acuerdo a la norma ASHRAE 62.1 (2005). También se muestra la comparación del flujo másico y la velocidad a la salida de la cavidad, se observó que el intervalo en el que se encuentra el flujo másico es de  $29.53 < \dot{m} < 49.24$  y de  $36.76 < \dot{m} < 50.73$  y para la velocidad se tienen intervalos de  $0.21 < V_{out} < 0.35$  y  $0.26 < V_{out} < 0.36$  para cada una de las configuraciones, respectivamente. Sin embargo, la configuración CA-CS-Cold presentó una diferencia porcentual mayor de 24.89, 24.84 y 25.00 % para el ACH,  $\dot{m}$  y  $V_{out}$ , respectivamente, para el horario de 10:00 h.

**Tabla 5.3.** Valores de Cambio de aire por hora, flujo másico y velocidad a la salida de la cavidad para el día más frío.

Hora	CA-Cold			CA-CS-Cold		
	ACH	$\dot{m}(kg / s)$ $\times 10^3$	$V_{out}$ (m/s)	ACH	$\dot{m}(kg / s)$ $\times 10^3$	$V_{out}$ (m/s)
<b>07:00</b>	5.58	49.24	0.35	4.91(12.01)	43.36(11.94)	0.31(11.43)
<b>08:00</b>	5.16	45.55	0.32	5.22(1.16)	46.07(1.14)	0.33(3.13)
<b>09:00</b>	4.54	40.10	0.28	5.43(19.60)	47.92(19.50)	0.34(21.43)
<b>10:00</b>	4.50	39.73	0.28	5.62(24.89)	49.60(24.84)	0.35(25.00)
<b>11:00</b>	4.69	41.38	0.29	5.74(22.39)	50.73(22.60)	0.36(24.14)
<b>12:00</b>	4.39	38.75	0.27	5.45(24.15)	48.15(24.26)	0.34(25.93)
<b>13:00</b>	4.83	42.68	0.30	5.69(17.81)	50.27(17.78)	0.36(20.00)
<b>14:00</b>	4.64	41.01	0.29	5.53(19.18)	48.84(19.09)	0.35(20.69)
<b>15:00</b>	4.22	37.30	0.26	5.07(20.14)	44.77(19.84)	0.32(23.08)
<b>16:00</b>	3.34	29.53	0.21	4.16(24.55)	36.76(24.48)	0.26(23.81)
<b>17:00</b>	3.66	32.35	0.23	4.56(24.59)	40.24(24.39)	0.28(21.74)

**Nota:** Los valores que se encuentran en () es la diferencia porcentual respecto a la configuración CA-Cold.

A través, de este análisis se corroboró que el implementar un sistema solar pasivo para ventilación, tiene una contribución satisfactoria. Como se mostró en las tablas anteriores los resultados de la modelación para el día más cálido y el día más frío del año, la chimenea solar fue capaz de incrementar hasta un 40 y 20 %, respectivamente, la capacidad de ventilación de una habitación. En los horarios donde se presenta la mayor incidencia solar los valores obtenidos para cada parámetro fueron mayores para las configuraciones CA-CS-Warm y CA- CS-Cold y se mantuvo sobre una diferencia porcentual del 22 % sobre los resultados de las configuraciones CA-Warm y CA-Cold. Los resultados mostraron que el día frío presentó los valores más altos de los parámetros en comparación al día más cálido, debido a que cuándo la temperatura interior es más alta que en el exterior las fuerzas de flotación son tales que provocan una diferencia de presión de tal manera que el exceso de presión interior se acumula en la abertura superior, donde el aire fluye hacia afuera a mayor

velocidad mientras se crea una depresión en el nivel inferior, induciendo un flujo de aire hacia adentro. Y esto es más apreciable en los días fríos, que a diferencia en los días verano donde la energía transmitida al fluido es menor. Por lo tanto, el objetivo de comparar la implementación de estos sistemas, si tiene una repercusión positiva en cuanto a fines de ventilación. Por lo tanto, en la siguiente sección se presenta los resultados de una habitación acoplada a una chimenea solar.

#### 5.4 Eficiencia de distribución de temperatura

La eficiencia de distribución de temperatura al interior de la cavidad, la cual hace referencia en forma en que el patrón de flujo reordena las temperaturas en toda la zona de la cavidad, de tal manera que no permite zonas con altas temperaturas o vórtices recirculatorios pegados a la pared caliente. Awbi (2003) define este parámetro en función de las siguientes variables:

$$\varepsilon_t = \frac{T_{salida} - T_{inlet}}{T_{promedio} - T_{inlet}} \quad (5.2)$$

en donde:

$T_{salida}$  = Temperatura promedio del aire en la abertura de salida.

$T_{promedio}$  = Temperatura promedio del aire en toda la cavidad.

$T_{inlet}$  = Temperatura del aire en la entrada de la cavidad.

En la Figura 5.5 se muestra el resultado de la eficiencia de distribución de temperatura, se observa la comparación entre los resultados de CA-CS-Warm y CA-CS-Cold, en las horas en las que la irradiación solar está presente durante el día más frío y el día más cálido del año, que generalmente sucede de 7:00 a 17:00 h. Un alto índice de eficiencia indica que el nivel térmico dentro la habitación es más homogéneo, esto significa que se tiene niveles de temperatura más uniforme en todas las zonas al interior de la cavidad. En la gráfica se observa que para las horas 8:00 a 15:00 h donde la radiación solar es mayor, para el día frío los índices de eficiencia disminuyen mientras que para el día más cálido los valores se mantienen en el mismo orden de 2.1 hasta las 12:00 h donde se observó un incremento hacia el valor de 3. Esto índices no indican que no se haya homogenizado, si no que

reflejan que algunas zonas de la cavidad están presentando fluctuaciones de temperatura. De esta manera se observa que un intervalo de 8:00 a 14:00 h ambas configuraciones se encuentran en un intervalo no mayor a 2.4, donde se podría apreciar una máxima y mínima diferencia porcentual de 8.50 y 0.33 para un horario de 8:00 y 10:00 h respectivamente. En el horario de mayor radiación la diferencia porcentual fue de 1.53 %. En general para el día más cálido se presenta una mayor homogeneidad de los niveles de temperatura respecto al del día más frío.

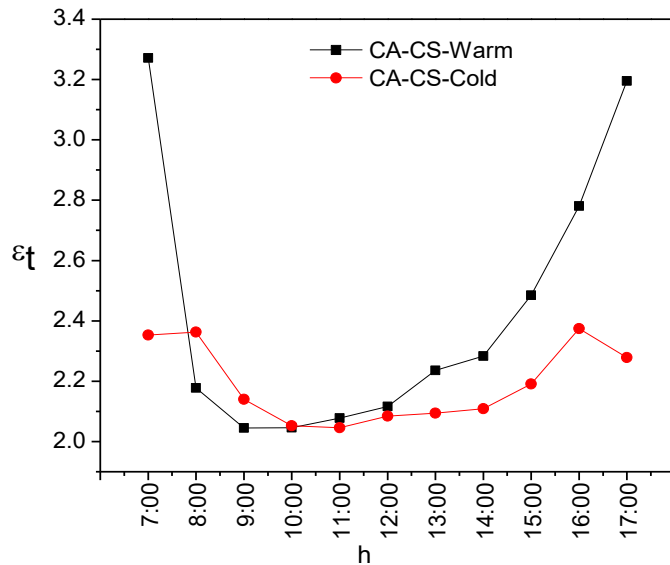


Figura 5.5. Eficiencia de distribución de temperatura para el día cálido y frío para la configuración CA-CS.

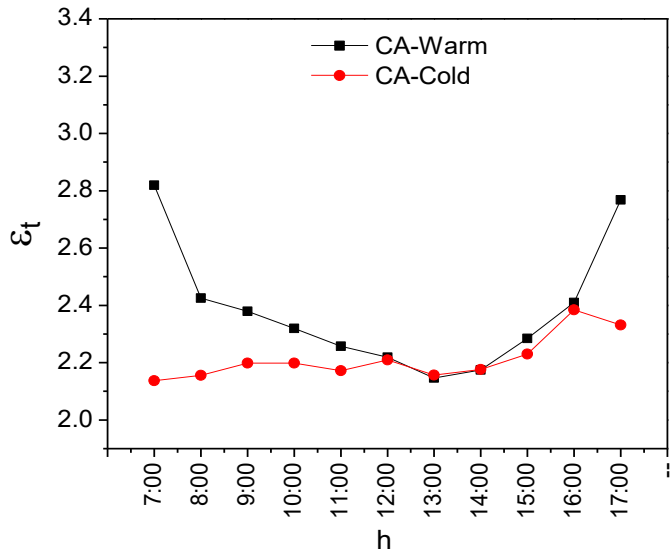


Figura 5.6. Eficiencia de distribución de temperatura para el día cálido y frío para la configuración CA.



En la Figura 5.6 se muestra la eficiencia de distribución de temperatura de la configuración CA, para el día más cálido y más frío. En donde se observa que para el día más cálido tiene el índice de eficiencia más alto en el horario de 7:00 y 17:00 h en un orden de  $\approx 2.8$  y  $2.77$  respectivamente, mientras que su índice más bajo ocurre en el horario de 13:00 h con un valor de 2.1. Para el día más frío se puede observar que sus índices están en un intervalo de 2.1 a 2.4 en el horario de 7:00 a 17 h, siendo el índice más alto de 2.4 en el horario de 16:00 h. Para el horario de mayor radiación (11 h), se obtuvo un índice de 2.26 y 2.17 para el día más cálido y más frío, respectivamente. Para ese horario se tuvo una diferencia porcentual de 3.76 %. Al comparar los resultados entre la configuración CA y CA-CS para el día más cálido se obtiene una diferencia porcentual, en el horario (11 h) de mayor radiación, de 3.64%. Mientras que para el día más frío, se tiene una diferencia porcentual de 6.18 % para el horario de mayor radiación. Es decir la chimenea solar acoplada a la habitación no contribuye sustancialmente a tener un espacio térmicamente más homogéneo.

En la Tabla 5.4 se presentan las temperaturas locales ubicados en 9 puntos al interior de la cavidad (Figura 5.7) para la configuración CA y CA-CS, las coordenadas en dirección de  $x$  y  $y$  son 0.49, 1.51, 2.51 m con referente al interior de la habitación y se seleccionaron los resultados en el horario de mayor radiación solar (11 h).

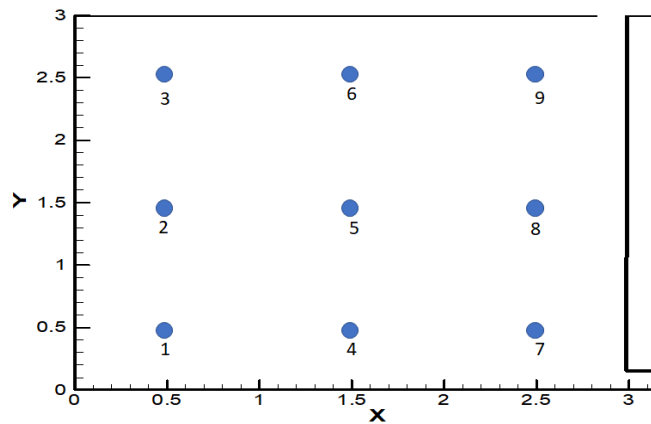


Figura 5.7. Esquema de los puntos al interior de la cavidad para la configuración CA y CA-CS.

En el punto 1 para el día más cálido se observa que la diferencia entre las configuraciones es de  $0.05^{\circ}\text{C}$ , la mayor diferencia se observa en el punto 6 de  $0.28^{\circ}\text{C}$ . Mientras que para el día más frío la mayor y menor diferencia es de  $0.36$  y  $0.09^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Se observa que la temperatura entre las configuraciones para ambos días es aproximadamente igual ya

que la diferencia es no significativa. La eficiencia de distribución de temperaturas entre las configuraciones en algunos horarios se encuentre con un valor similar, debido a que la energía al interior de la habitación es una consecuencia de las condiciones térmicas a las que se encuentra el sistema, y esta es la misma para ambas configuraciones, por lo tanto, la cantidad de energía que el fluido tiene que remover es la misma sin importar que la habitación este acoplada a una chimenea solar. La chimenea solar es un sistema de ventilación y su objetivo es provocar que un flujo de aire sea inducido al interior de la habitación y que se renueve constantemente. La única manera que la temperatura al interior de la habitación disminuya, es que sea adaptado un sistema de refrigeración a la habitación. Por otro lado, la consideración del sistema en estado permanente no permite ver los efectos de inercia térmica que el sistema puede tener en estado transitorio.

**Tabla 5.4.** Valores de temperatura local para el día más cálido y más frío.

Punto	x(m)	y(m)	T (°C)		T (°C)	
			CA-Warm	CA-CS-Warm	CA-Cold	CA-CS-Cold
1	0.49	0.49	36.75	36.70(0.05)	25.09	25.18(0.09)
2	0.49	1.50	36.76	36.70(0.06)	25.10	25.20(0.10)
3	0.49	2.51	36.77	36.71(0.06)	25.10	25.21(0.11)
4	1.50	0.49	36.78	36.73(0.05)	25.14	25.23(0.09)
5	1.50	1.50	36.76	36.69(0.07)	25.09	25.20(0.11)
6	1.50	2.51	36.98	36.70(0.28)	25.10	25.46(0.36)
7	2.51	0.49	36.82	36.79(0.03)	25.22	25.29(0.07)
8	2.51	1.50	36.92	36.87(0.05)	25.31	25.42(0.11)
9	2.51	2.51	37.07	36.81(0.26)	25.28	25.63(0.35)

**Nota:** Los valores que se encuentran en () son la diferencia de temperatura con respecto a la configuración CA.

La chimenea solar no tiene la capacidad de disminuir la temperatura del fluido al interior de la habitación, por lo tanto, se espera que los valores de temperatura al interior de la habitación sean similares o con una mínima diferencia para ambas configuraciones (CA y CA-CS). Sin embargo, hidrodinámicamente existe una diferencia cuantitativa entre las

configuraciones CA y CA-CS, ya que la chimenea contribuye con el incremento de la velocidad del fluido al interior. Por lo tanto, en la Tabla 5.5 se presenta los valores de la velocidad resultante en los 9 puntos marcados en la Figura 5.7 con la finalidad de comparar las configuraciones. La zona más alejada de la abertura de entrada es la coordenada 0.49 m en dirección x, se observa que en el punto 3, la velocidad resultante es de 0.13 y 0.14 m/s de la configuración CA-CS para el día más cálido y el día más frío, respectivamente. Estos valores son mayores con respecto a los valores obtenidos para la configuración CA. La velocidad menor se presenta en el punto 1, este es el punto más retirado de la abertura de entrada y se tienen valores de velocidad de 0.08 y 0.10 m/s para la configuración CA-CS para el día más cálido y más frío, respectivamente.

**Tabla 5.5.** Valores de velocidad resultante local para el día más cálido y más frío.

Punto	x(m)	y(m)	V <sub>resultante</sub> (m/s)		V <sub>resultante</sub> (m/s)	
			CA-Warm	CA-CS-Warm	CA-Cold	CA-CS-Cold
1	0.49	0.49	0.08	0.08(0.0)	0.10	0.10(0.0)
2	0.49	1.50	0.08	0.09(12.50)	0.09	0.10(11.11)
3	0.49	2.51	0.10	0.13(30.00)	0.13	0.14(7.69)
4	1.50	0.49	0.07	0.06(14.29)	0.08	0.07(12.50)
5	1.50	1.50	0.07	0.02(71.43)	0.07	0.03(57.14)
6	1.50	2.51	0.08	0.11(37.50)	0.11	0.13(18.18)
7	2.51	0.49	0.03	0.05(66.67)	0.04	0.06(50.00)
8	2.51	1.50	0.05	0.07(40.00)	0.07	0.08(14.29)
9	2.51	2.51	0.02	0.08(300.00)	0.02	0.09(350.00)

**Nota:** Los valores que se encuentran en () son la diferencia porcentual respecto a la configuración CA.

Mientras para la configuración CA se tienen valores de velocidad similares para ambos días de modelación. En esta zona la mayor diferencia porcentual es de 30 y 11.11 % para el día más cálido y más frío, respectivamente. En la zona media de la habitación en dirección x (1.51 m), en el punto 4 y 5 se presentan las velocidades bajas para la configuración CA-CS, en un orden de 0.06, 0.02 y 0.07, 0.03 m/s para el día más cálido y más frío,

---

respectivamente. El valor más alto en la zona media de la configuración CA-CS se presenta en el punto 6 con valores de  $\approx 0.11$  y  $0.13$  m/s y con una diferencia porcentual mayor de 37.50 y 18.18 %, para el día más cálido y más frío, respectivamente. En la zona más cercana a la abertura de entrada en dirección  $x$  (2.51 m), la configuración CA-CS presenta las velocidades más altas con valores de 0.05, 0.07, 0.08 y 0.06, 0.08, 0.09 m/s para el día más cálido y más frío, respectivamente. Para esta zona (cercana a la abertura de entrada) se obtuvieron las diferencias porcentuales más altas para la configuración CA-CS, para ambos días de modelación. Debido a que en esta zona se encuentra el muro opaco el cual es la que transfiere energía al fluido al interior de la habitación y sobre este se encuentra la abertura de salida de la cavidad. También se observa que en  $y = 2.51$  m se presentaron los valores más altos de velocidad para cada uno de los puntos en dirección  $x$ . En los cuales se obtuvieron diferencias porcentuales de hasta 300 y 350 %, para el día más cálido y el día más frío, respectivamente. De estos resultados se aprecia que existe una contribución de la chimenea para mejorar la ventilación.

### 5.5 Análisis térmico e hidrodinámico de la configuración CA-CS

De acuerdo a la norma Standard 55 la temperatura que proporciona sensación de confort a los seres humanos está en un intervalo de  $22.7-27.77^{\circ}\text{C}$ , este parámetro es de interés debido al comportamiento térmico del fluido al interior de la cavidad. Por lo tanto, para verificar estos valores de temperatura, la temperatura local es graficada a diferentes alturas de la cavidad 1, 1.5 y 2 m, para el día más cálido y el día más frío. También se consideraron los horarios de 8, 11, 14 h. En la Figura 5.8 se presenta la temperatura local de la configuración CA-SC-Warm a las 8 h, se observa que la temperatura mínima y máxima del fluido es de  $\approx 29.2$  y  $32^{\circ}\text{C}$ , en la pared izquierda y derecha de la cavidad. La temperatura en el centro de la cavidad oscila entre  $29.5$  y  $20^{\circ}\text{C}$  para las 3 alturas. Adicionalmente en la Figura 5.9 y 5.10 se presenta el comportamiento de la temperatura para los horarios de 11:00 y 14:00 h. En ambas configuraciones se observa que un comportamiento casi lineal de la temperatura del fluido al centro de la cavidad en un intervalo de  $36 < T < 37$  y  $40 < T < 41^{\circ}\text{C}$ , respectivamente. Similar comportamiento se tiene en las 3 alturas seleccionadas. Se observa que para el día más cálido los valores de temperatura del aire al interior de la cavidad están fuera del intervalo de valores

que propone la norma Standard 55 y que por lo tanto carece de la característica de ser una habitación confortable.

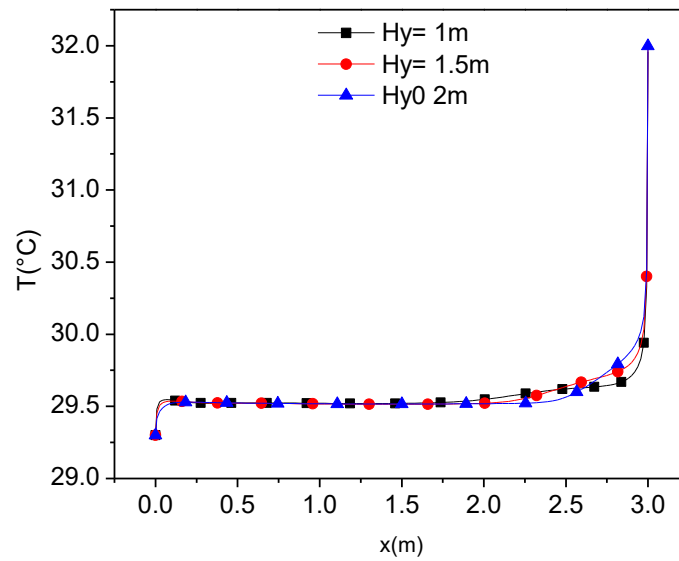


Figura 5.8. Temperatura local de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 8 h.

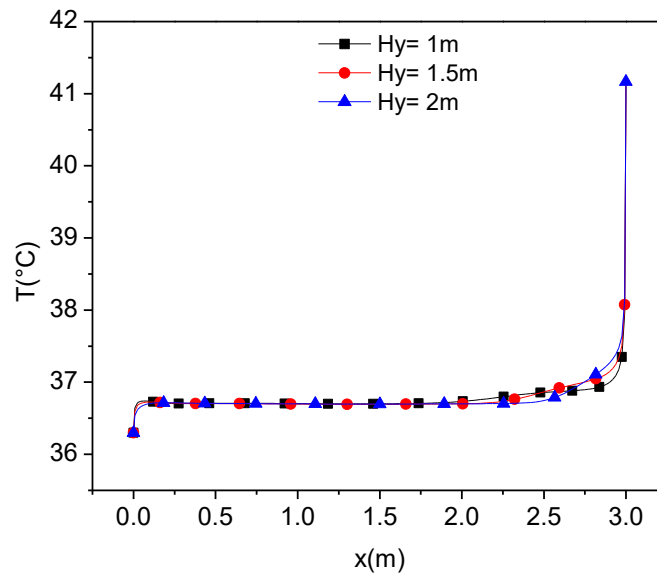
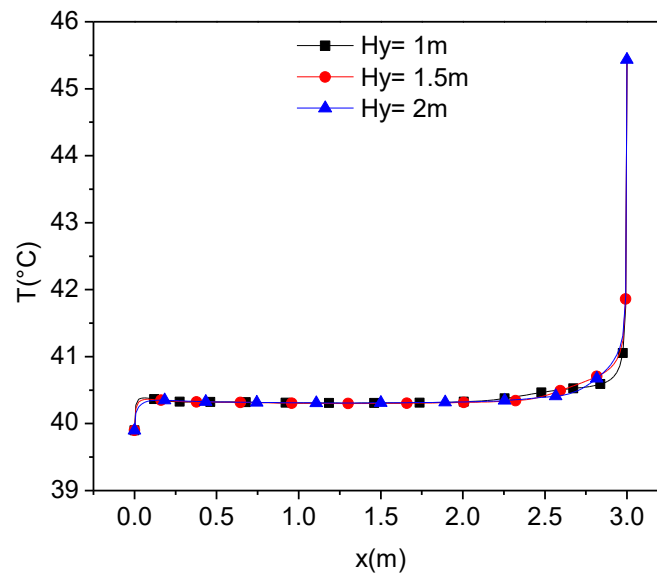


Figura 5.9. Temperatura local de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 11 h.



**Figura 5.10.** Temperatura local de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 14 h.

Para la configuración CA-CS-Cold, en la Figura 5.11 se presenta los valores de temperatura en el horario de las 8:00 h y se observa que la temperatura mínima y máxima del fluido es de 16 y 24°C en la pared izquierda y derecha, respectivamente, mientras que en el centro de la cavidad es de  $\approx 17^\circ\text{C}$ . En la Figura 5.12 se muestra los valores de temperatura para el horario de mayor radiación solar (11:00 h) se aprecia que se obtiene valores de temperatura en el intervalo de 24 a 32°C para las alturas de 1, 1.5 y 2 m, en el centro de la cavidad a una longitud de entre 0.5 a 2.5 m la temperatura es de 25°C. Para el horario de 14:00, h la temperatura en el centro de la cavidad oscila entre 25 y 26°C. La configuración CA-CS-Cold en cada uno de los horarios obtuvieron intervalos de temperatura no superando los valores de 27 a 32°C a lo ancho de la cavidad, mientras que en el centro de la cavidad se observa que se encuentran entre los valores que indica la norma Standard 55.

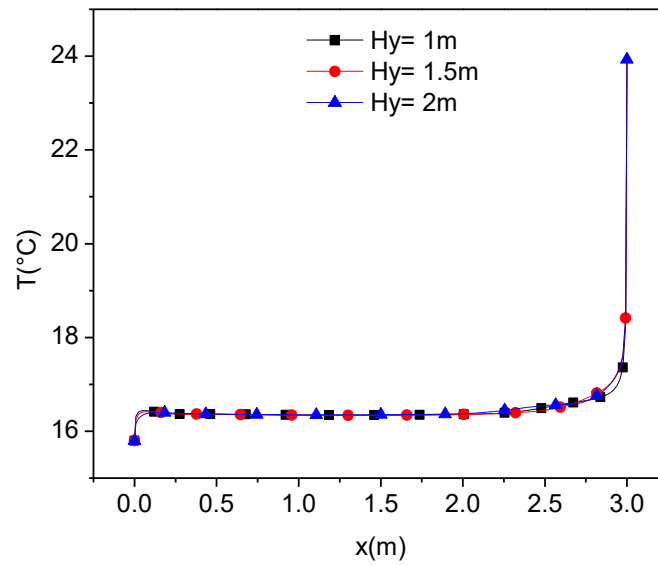


Figura 5.11. Temperatura local de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 8 h.

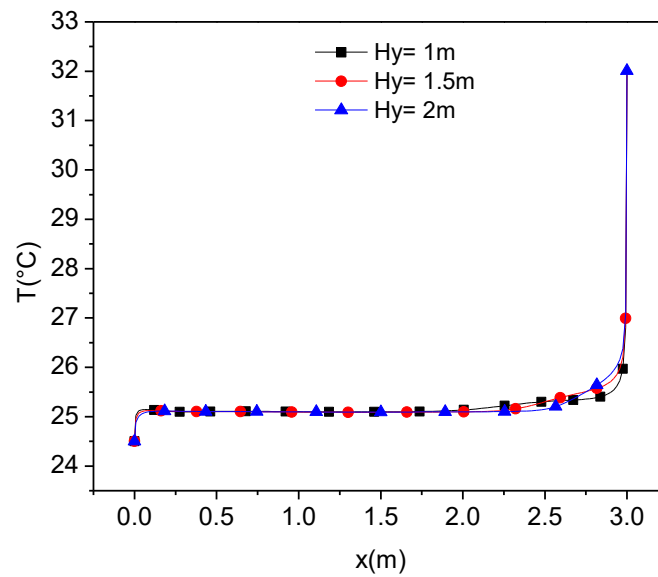
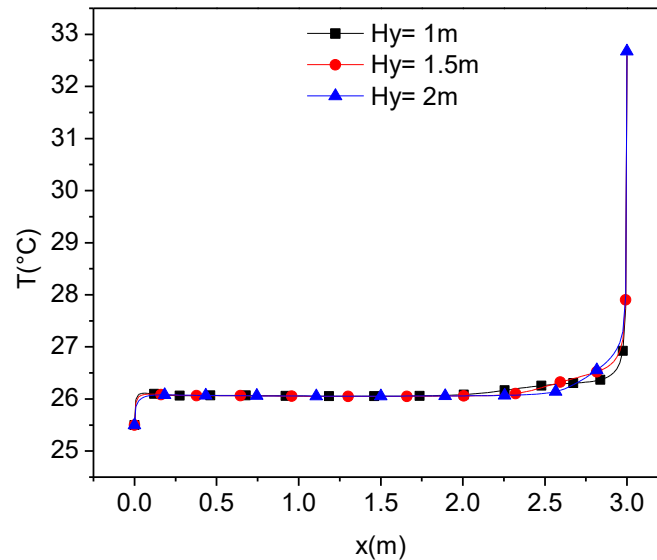


Figura 5.12. Temperatura local de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 11 h.

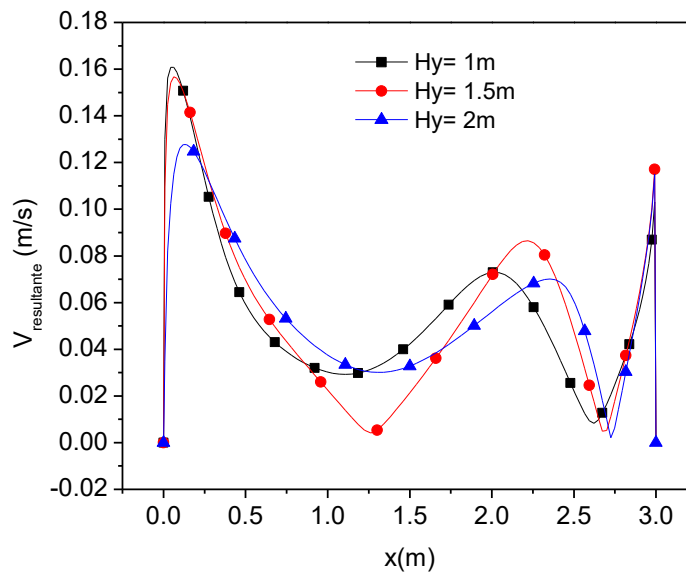


**Figura 5.13.** Temperatura local de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 14 h.

Adicionalmente, se analizó el comportamiento hidrodinámico de las velocidades en la cavidad. En cuanto a velocidades del aire al interior de la cavidad, la norma ASHRAE Standard 55 (2004) menciona que el intervalo adecuado es un máximo de 0.1 en invierno y un máximo de 0.25 m/s en verano. Este criterio está fundamentado en estudios experimentales realizados con personas, a las cuales se les hace inducir un flujo de aire a 30 cm de su cara y parte posterior de su cabeza y las personas establecen la sensación de agradable a desagradable de la velocidad del aire. Por lo tanto, esta velocidad se debe de presentar a una altura promedio de las personas es decir entre 1 y 2 m de altura de la cavidad. Por lo tanto, para verificar las velocidades al interior de la cavidad, se seleccionó la altura de 1, 1.5 y 2 m. También se consideraron los horarios de 8, 11, 14 h. En las Figuras 5.14 a 5.16 se presentan el caso del clima cálido. Se observa de los resultados que las velocidades son similares para todas las configuraciones. En la Figura 5.14 se muestran la velocidad resultante a diferente altura de la cavidad y a lo ancho de la misma, se aprecia una zona de estancamiento (velocidad igual a 0) que prevalece en el recinto para este horario. Ya que las velocidades son menores a 0.10 m/s a lo largo de la cavidad de 0.5 a 2.5 m, mientras que el fluido en la región cercanas a las paredes, alcanza velocidades de 0.16 y 0.13 m/s. Para las 11 h la radiación solar incremento, de esta forma mayor energía llega a



las superficies verticales del sistema. En la Figura 5.15 se observa que el fluido muestra un incremento en su velocidad, cerca de la pared izquierda a una altura de 1 m, se observa que prevalece el fluido con velocidades de  $\approx 0.125$  m/s, también se aprecia que el fluido a la altura de 1.5 y 2 m son menores a 0.10 m/s. En la zona centro en una longitud de 1.25 m las velocidades son aproximadamente igual a 0.15 m/s para las alturas de 1 y 2 m. La Figura 5.16 se presentan las velocidades para las 14:00 h, estas son mayores comparadas a las de las 8:00 y 11:00 h, ya las velocidades para la zona cerca a la pared derecha a la altura de 2 m tiene el valor de  $\approx 0.20$  m/s, y las velocidades del fluido en el centro de la habitación disminuyen y se encuentran en un intervalo de velocidad de 0.05 a 0.10 m/s.



**Figura 5.14.** Velocidad resultante de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 8 h.

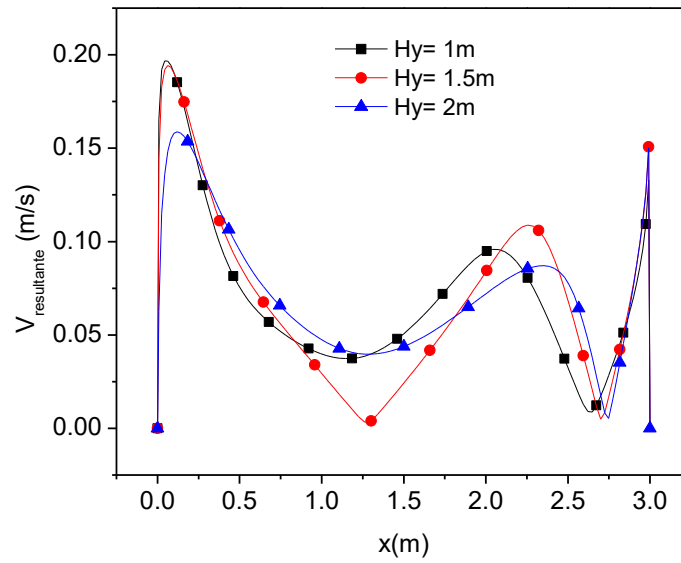


Figura 5.15. Velocidad resultante de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 11 h.

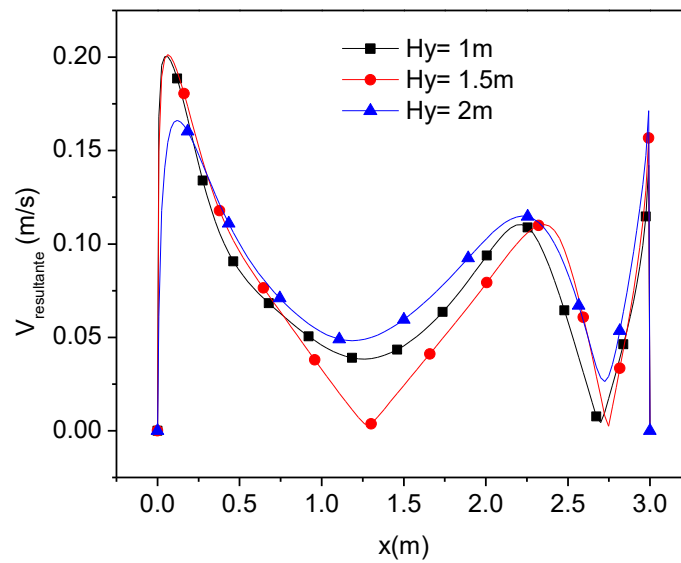


Figura 5.16. Velocidad resultante de CA-CS-Warm a diferentes alturas a las 14 h.

Similarmente, se analizaron los horarios de 8, 11, 14 h, para observar los niveles de velocidad para el día más frío (Fig. 5.17 a Fig. 5.19). En la Figura 5.17 se observa la velocidad resultante para las 8 h, se aprecia las velocidades en el interior de la habitación oscilaron entre 0.01 y 0.05 m/s, mientras que en la pared izquierda y derecha el fluido alcanzo una velocidad de 0.23 m/s para una altura de 1 y 2 m, respectivamente. El comportamiento es similar para todos los casos, las velocidades más altas se encuentran en la parte superior de la habitación (2 m). Para el horario de 11:00 h, se obtienen valores de velocidades de 0.22 y 0.17 m/s aproximadamente, en la zona cerca de la pared izquierda y derecha respectivamente y a las 14:00 h, las velocidades para la altura de 1 y 2 m son de  $\approx 0.22$  y 0.17 m/s, respectivamente. El comportamiento es muy similar en todos los horarios en  $x=0$  las velocidades mayores son para la altura de 1 y 1.5 m, mientras que a la altura de 2 m se mantiene entre  $\approx 0.10$  a 0.17 m/s en los tres casos. Para el día más frío se observó que los altos índices de velocidad se presentan a las 8:00 h. De acuerdo a la norma, el intervalo de velocidad que se observó de los resultados tanto ara el día más cálido como para el día más frío se encuentran bajo este criterio establecido.

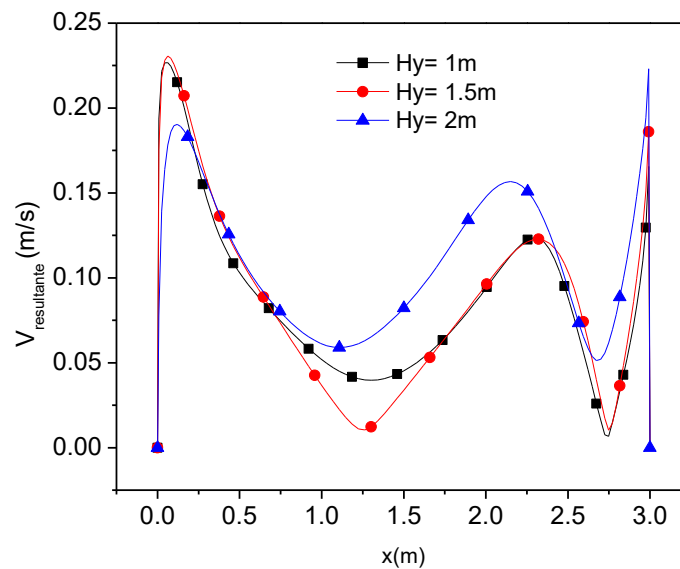


Figura 5.17. Velocidad resultante de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 8 h.

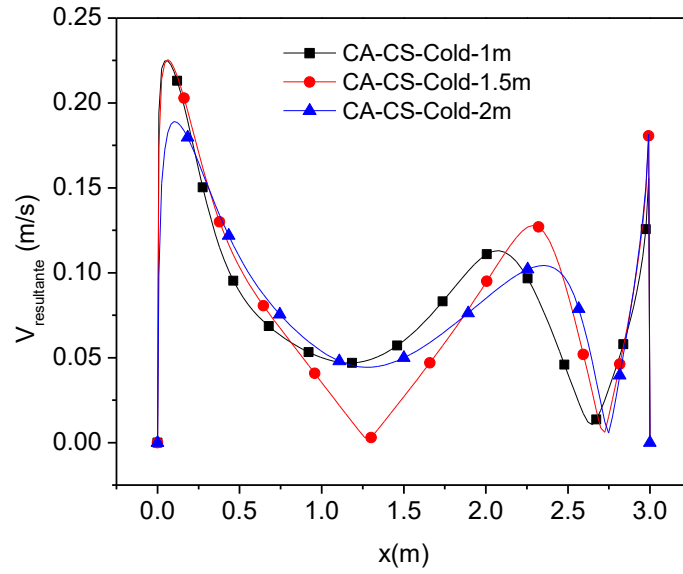


Figura 5.18. Velocidad resultante de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 11 h.

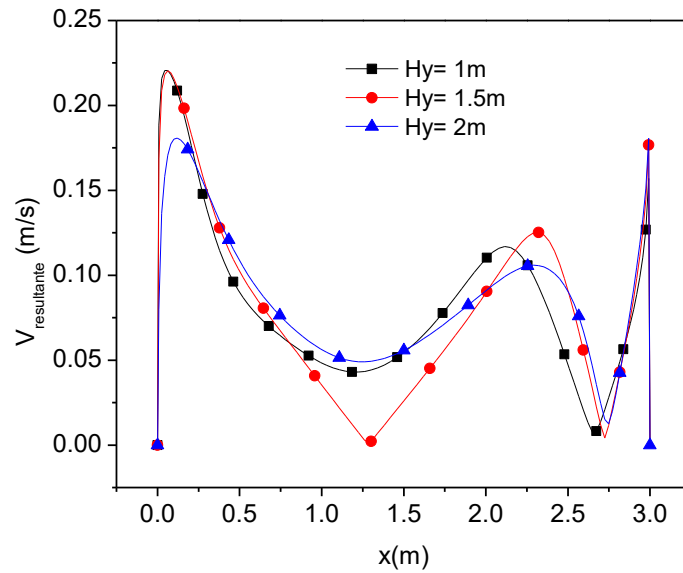


Figura 5.19. Velocidad resultante de CA-CS-Cold a diferentes alturas a las 14 h.

5.6 Evaluación térmica de la chimenea solar

Para cuantificar las ventajas que tiene el uso de una chimenea solar en edificaciones en condiciones de clima cálido, se presenta los resultados del balance de energía global. El comportamiento térmico de la chimenea solar se presenta en términos de la diferencia de temperatura entre el aire en la entrada y la salida del canal, la temperatura en cada uno de los componentes, la eficiencia térmica y la velocidad del aire a la salida de la chimenea solar.

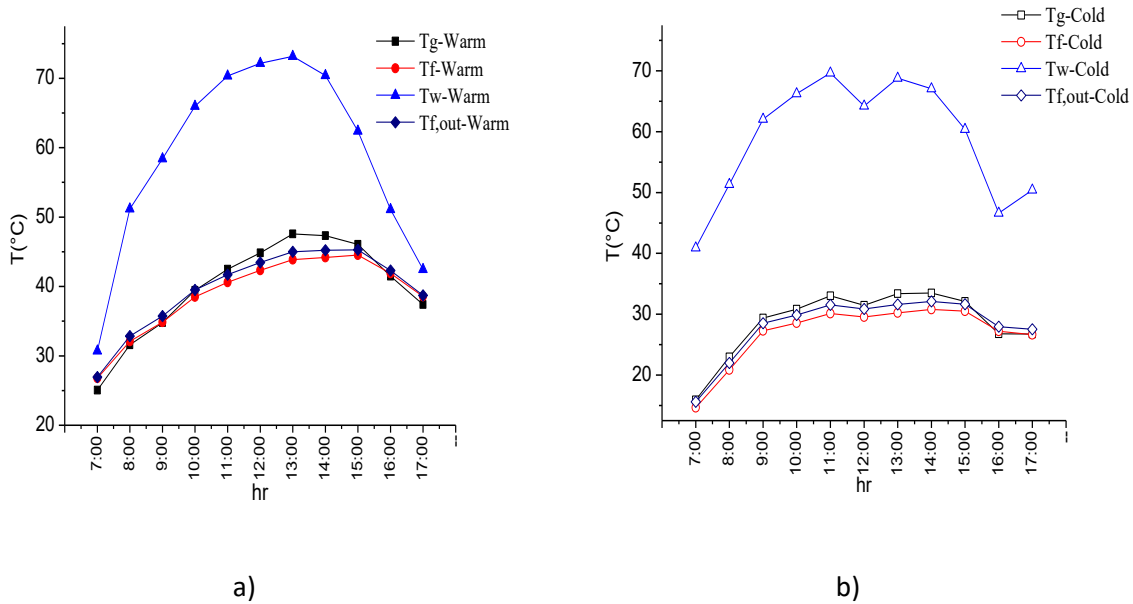


Figura 5.20. Comparación de la temperatura de las componentes de la chimenea solar para el día más cálido a), (CS-Warm) y el día más frío b), (CS-Cold).

En la Figura 5.20 se presenta los resultados obtenidos, se observó que la placa absorbidora para ambos días alcanzó los mayores valores de temperatura, debido a que la placa aporta la mayor cantidad de energía al fluido es la placa, por consecuencia es el que debe presentar los mayores valores de temperatura. A pesar que el día más frío presenta mayor radiación solar, en la gráfica se muestra que las componentes de la chimenea para el día más cálido tienen mayores valores de temperatura. Debido a que la temperatura que alcanzó la placa absorbidora intercambia energía con el fluido al interior de la chimenea lo que permite que el fluido incremente su temperatura. También, se observa que el fluido a la salida (Tf, out) es ligeramente mayor a la temperatura del fluido (Tf) este efecto es debido a que la temperatura del fluido que entra en cada sección de la chimenea solar, incrementa su

temperatura debido al flujo de calor de la placa absorbidora y a la superficie vidriada. En la Tabla 5.6 se presentan los valores de temperatura promedio de cada elemento en todo el horario de radiación solar, correspondiente a la figura anterior.

**Tabla 5.6.** Comparación cuantitativa de la temperatura (°C) de las componentes de la chimenea solar.

Hora	CS-Warm				CS-Cold			
	$T_g$	$T_f$	$T_w$	$T_{f,out}$	$T_g$	$T_f$	$T_w$	$T_{f,out}$
7:00	25.04	26.80	30.70	26.93	15.91	14.62	40.89	15.59
8:00	31.59	32.10	51.18	32.84	22.97	20.84	51.35	21.98
9:00	34.80	34.85	58.40	35.75	29.38	27.27	62.06	28.51
10:00	39.43	38.49	65.98	39.51	30.80	28.54	66.26	29.87
11:00	42.47	40.60	70.33	41.71	33.01	30.12	69.66	31.52
12:00	44.83	42.33	72.15	43.45	31.47	29.53	64.23	30.85
13:00	47.58	43.86	73.18	44.99	33.38	30.22	68.80	31.59
14:00	47.31	44.18	70.41	45.22	33.49	30.80	67.07	32.10
15:00	46.07	44.54	62.38	45.27	32.08	30.51	60.38	31.63
16:00	41.47	41.90	51.08	42.29	26.76	27.20	46.62	27.94
17:00	37.38	38.55	42.45	38.71	26.75	26.63	50.43	27.50

El desempeño térmico de la chimenea solar se presenta en términos de la diferencia de la temperatura de la entrada y salida, la temperatura de los elementos y la eficiencia térmica. La temperatura máxima a la que el fluido sale de la chimenea solar es de 45.27 y 32.20°C para las 15:00 y 14:00 h (horario de mayor temperatura ambiente) para el día más cálido y el más frío, respectivamente.

En la Tabla 5.7 se presentan los valores de eficiencia térmica y la velocidad a la que el fluido sale de la chimenea solar. Debido a que la chimenea solar implica sustituir el aire contenido en un recinto por aire del ambiente exterior, es necesario proyectar el uso del dispositivo. El intervalo en el que se encuentra la eficiencia térmica es de  $11.72 < \eta_t < 33.33$  y  $30.68 < \eta_t < 36.57$  para el día cálido y el día frío, respectivamente.

La velocidad de salida de la chimenea a la que es impulsado el fluido presenta valores altos a partir del intervalo de las horas 8:00 a 15:00 y 7:00 a 15:00 h para la configuración CS-Warm y CS-Cold, respectivamente.

**Tabla 5.7.** Comparación cuantitativa de la eficiencia térmica y la velocidad de salida de la chimenea solar.

	CS-Warm		CS-Cold	
Hora	$\eta_t$	$V_{out}$ (m/s)	$\eta_t$	$V_{out}$ (m/s)
07:00	11.72	0.11	36.03	0.31
08:00	29.48	0.26	36.57	0.33
09:00	30.34	0.28	34.98	0.34
10:00	30.86	0.30	34.86	0.35
11:00	31.58	0.31	35.08	0.36
12:00	31.97	0.31	35.30	0.34
13:00	33.33	0.31	35.37	0.36
14:00	32.79	0.30	34.83	0.35
15:00	29.87	0.25	33.90	0.32
16:00	23.41	0.18	30.68	0.26
17:00	13.81	0.12	32.01	0.28

De la tabla también se muestra que los valores de eficiencia térmica y velocidad a la salida de la chimenea son mayores para el día más frío y esto se debe a la baja temperatura del aire en la entrada de la chimenea solar, puesto que cuanto menor sea la temperatura de entrada mayor es la diferencia de temperatura entre el aire de entrada y las paredes de la chimenea, ocasionando mayor transferencia de calor hacia el aire.

Con base en los resultados obtenidos puede aseverarse que tanto el objetivo general así los objetivos específicos y el alcance fueron cubiertos de manera satisfactoria. Por lo tanto en la siguiente sección se presentan las conclusiones.





# **CAPÍTULO 6**

# **CONCLUSIONES**

En este capítulo, basados en el análisis de los resultados, se muestran las conclusiones respectivas de la tesis. Así mismo se realiza de sugerencias de trabajos futuros del sistema formado por una habitación acoplada a una chimenea solar.

## 6.1 Conclusiones

Se analizó el comportamiento térmico de una habitación acoplada a una chimenea solar bajo condiciones climáticas de la Ciudad de Mérida, Yucatán. Para ello se modeló la transferencia de calor conjugada en la habitación acoplada con una chimenea solar, la habitación se representa por una cavidad ventilada cuadrada con una pared vertical opaca y conductora de calor, se consideró el intercambio radiativo y convección natural con flujo turbulento en el interior de la habitación. La chimenea solar está formada por un canal de aire formado por una pared semitransparente y una placa de metal. Durante la implementación del código numérico se realizaron verificaciones y validaciones con datos numéricos y experimentales reportados en la literatura, encontrando concordancia entre los resultados, por lo tanto, se constató que el código numérico desarrollado produce resultados satisfactorios. Para evaluar el beneficio del uso de una chimenea solar, se realizó un estudio paramétrico y se compararon los resultados entre la habitación con y sin el uso de la chimenea solar en horarios de radiación solar durante el día más cálido y el más frío. Con base a los resultados, se describen las siguientes conclusiones:

Del patrón de las isotermas y las isolíneas de corriente, se observó que en el día más cálido a partir de las 10:00 hasta las 16:00 h, la habitación tiene un campo de temperaturas con variación de  $\approx 0.5^{\circ}\text{C}$  y con un valor máximo de  $42^{\circ}\text{C}$ . Mientras que, para el día más frío, el patrón de las isotermas indicó que la temperatura no excede los  $26.5^{\circ}\text{C}$  desde las 7:00 hasta las 17:00 h. De las isolíneas de corrientes, los patrones de flujo para ambos días son similares.

De la comparación de los resultados de una habitación ventilada (CA) contra los resultados de una habitación acoplada a una chimenea solar (CA-CS), para las condiciones de día cálido se encontró que el intervalo del cambio de aire es de  $1.47 < \text{ACH} < 4.66$  y  $1.76 < \text{ACH} < 5.04$ , para la configuración CA-Warm y CA-CS-Warm, respectivamente. La configuración CA-Warm obtuvo sus valores máximos en el horario de 12:00 a 14:00, mientras que CA-CS-Warm en el horario de 11:00 a 13:00 h tuvo sus valores máximos. En cuanto a la comparación del flujo másico se observó que en un horario de 7:00 a 13:00 h, del flujo másico es de  $12.98 < \dot{m} < 41.13$  y de  $15.51 < \dot{m} < 44.50$ , para la configuración CA-Warm y CA-CS-Warm, respectivamente.

---

Mientras que para el día frío se encontró un intervalo del cambio de aire de  $3.66 < ACH < 5.58$  y  $4.56 < ACH < 5.74$ , para la configuración CA-Cold y CA-CS-Cold, respectivamente. De los resultados del flujo másico y se observó que el intervalo es de  $29.53 < \dot{m} < 49.24$  y de  $36.76 < \dot{m} < 50.73$ , respectivamente. En general, los valores de los ACH obtenidos cumplen con los requerimientos establecidos en la norma ASHRAE 62.1 (2005). Se mostró que el uso de una chimenea solar aumentó el flujo másico hasta en un 44.97% y ACH en un máximo de 44.87% respecto a la habitación que no tiene la chimenea solar.

Respecto a la comparación del índice de eficiencia se obtuvieron valores muy similares entre ambas configuraciones con diferencias no significativos (con y sin chimenea solar).

De la comparación de las velocidades resultantes en 9 puntos al interior de la cavidad se obtuvieron diferencias significativas entre las configuraciones CA y CA-CS. Para la posición inferior más alejada de la apertura de entrada (punto 1), la configuración CA-CS tuvo valores mayores de velocidad en 30% (día cálido) y 11.11% (día frío) respecto a la configuración CA. En la parte central y superior de la cavidad (punto 6), nuevamente la configuración CA-CS tuvo valores mayores de velocidad, estos fueron de 37.5% para el día cálido y de 18.18% para el día frío. Adicionalmente, se observó que en la zona más cercana a la apertura de salida (punto 9), la configuración CA-CS presentó los mayores valores de velocidad y por consecuencia mayores diferencias respecto a la configuración CA, estas diferencias porcentuales son de  $\approx 300$  y  $350\%$ , para el día más cálido y el día más frío, respectivamente. De estos resultados se aprecia que existe una contribución de la chimenea para mejorar la ventilación.

Con base al intervalo de confort al interior de la habitación ( $22.70$  a  $27.77^\circ\text{C}$ ) establecido en la norma ASHRAE Standard 55, se apreció que los resultados de temperaturas para el día cálido de ambas configuraciones (CA y CA-CS) no cumplen con este criterio. Mientras que para las condiciones del día frío en la configuración CA-CS, parcialmente los valores de temperatura caen en el intervalo, principalmente en la zona central de la cavidad y en general a lo largo del día las temperaturas caen en el intervalo de  $25$  a  $32^\circ\text{C}$ .

Con respecto a la hidrodinámica (velocidad resultante) en las zonas analizadas de los 9 puntos, la norma ASHRAE Standard 55 establece un valor máximo de velocidad de  $0.1$  y  $0.25$  m/s para invierno y verano, respectivamente. De los resultados, la velocidad máxima obtenida para

el día cálido se encuentra bajo este criterio y mientras que para el día frío se obtienen valores por arriba del criterio establecido en la norma. Esto es para el día cálido, la máxima velocidad obtenida para la configuración CA y CA-CS fue de 0.10 y 0.13 m/s, respectivamente; y para el día frío los valores máximos de velocidad fueron de 0.13 (CA) y 0.14 m/s (CA-CS).

Del balance global de energía para la chimenea solar se obtuvo el intervalo de eficiencia térmica de  $11.72 < \eta_t < 33.33$  y  $30.68 < \eta_t < 36.57$  para el día cálido y el día frío, respectivamente.

En general este estudio se realizó con el propósito de observar el beneficio de la chimenea solar para ventilar una habitación. Mediante la chimenea solar es posible la sustitución del aire estancado al interior de la habitación por aire exterior para un ambiente interior saludable. Se concluye que es evidente a partir de los resultados, que la chimenea solar es una excelente estrategia de ventilación pasiva utilizada para mejorar la ventilación natural en las edificaciones.

## 6.2 Sugerencias

Con la finalidad de dar seguimiento al estudio realizado en este trabajo, se sugieren las siguientes ideas para estudios posteriores:

- Realizar un estudio de la habitación acoplada a la chimenea solar de manera mensual considerando el día más cálido y más frío de cada mes del año para un clima cálido.
- Implementar material de cambio de fase en la chimenea solar, para evaluar su comportamiento térmico en horas diurnas y nocturnas.
- Considerar un estudio transitorio de la habitación acoplada a la chimenea solar.
- Implementar un modelo de intercambio radiativo con medio participante en la habitación acoplada a la chimenea solar, para determinar el efecto de estos sobre el confort térmico (contaminante, humedad).
- Considerar un estudio implementando otro sistema solar pasivo, como puede ser ventana doble, intercambiador tierra-aire o torre de viento.
- Implementar otro diseño de chimenea solar (chimenea de doble canal) para mejorar los efectos de ventilación sobre la habitación.



# **REFERENCIAS**

# **BIBLIOGRÁFICAS**

**Aboulnaga M. Mohsen**, “A Roof Solar Chimney assisted by Cooling Cavity for Natural Ventilation in Hot Arid Climates: An Energy Conservation Approach in Al-Ain city”, *Renewable Energy*, vol. 14, págs. 357-363, 1998.

**Akiyama M., Chong Q. P.**, “Numerical Analysis of Natural Convection with Surface Radiation in a Square Enclosure, Numerical Heat Transfer, Part A, vol. 31, págs. 419-433, 1997.

**Alberto André, Ramos Nuno M.M., Almeida Ricardo M. S. F.**, “Parametric study of double skin facades performance in mild climate countries”, *Journal of Building Energy*, vol. 12, págs. 87-98, 2017.

**Alfonso C., Oliveira A.**, “Solar chimneys: simulation and experiment”; *Energy and Buildings*; vol. 32; págs. 71-79; 2000.

**Allison Colin Bidden, AP. AIRAH Simultude, Chatergon Elvin, Fratelle Group**, “Solar Chimneys do Draw but mainly they just Suck”, *Ecolibrium, Air Conditioning Refrigeration and Building Services (ARBS 2014)*, pags. 44-50, 2013.

**Alvarado R.** “Estudio de la Transferencia de Calor en una Cavidad Alargada con Diferentes Ángulos de Inclinación”. Tesis de Maestría, Cenidet, Cuernavaca Morelos, 2005.

**Amori K. E., Mohammed S. W.,** “Experimental and numerical studies of solar chimney for natural ventilation in Iraq”, *Energy Buildings*, vol. 47, págs. 450-457, 2012.

**Andersen K. T.,** “Theoretical considerations on natural ventilation by thermal buoyancy”, *Trans. ASHRAE*, vol. 101(2): págs.1103–1117, 1995.

**Arce J., Xamán J., Alvarez G., Jimenez M.J., Guzman J.D., Heras M.R.,** “Theoretical study on a diurnal solar chimney with double air flow”, *Eurosun 1. International congress on heating, cooling and building*, 7 - 10 October, Lisbon-Portugal. págs. 47-48, 2008.

**Arce J., Xamán J. P., Álvarez G., Jiménez M. J., Enríquez R., Heras M. R.;** “A simulation of the thermal performance of a small solar chimney already installed in a building”; *Journal of Solar Energy Engineering*; vol. 135; págs. 011005 1-10; 2013.

**Asadi S., Fakhari M., Fayaz R., Mahdavi Parsa A.,** “The effect of solar chimney layout on ventilation rate in buildings”, *Energy and Buildings*, vol. 123, págs. 71-78, 2016.

**ASHRAE Standard 55,** “Thermal Environment Conditions for Human Occupancy”, 2004.

**Awbi H.,** “Ventilation of Building”, E & FN Spon, 2003.

**Baharvand Mohammad, Ahmad Bin Hamdan Mohd, Safikhani Tabassom, Chung Pau Leng,** “Double Skin Facade and Opening Configurations Effect on Indoor Air Distribution”, *Journal of Engineering and Applied Sciences*, vol. 9, págs. 69-77, 2014.

**Balaji C., Venkateshan S. P.,** “Correlations for Free Convection and Surface Radiation in Square Cavity” *Int. J. Heat and Fluid Flow*, vol. 15, págs. 249-251, 1994.

**Bansal N., Mathur R., Bhandari M.,** “Solar chimney for enhanced stack ventilation”, *Building and Environment*. vol. 28, págs. 373-377, 1993.



## Referencias Bibliográficas

---

**Bansal N. K., Mathur R., Bhandari M.S.**, “A study of solar chimney assisted wind tower system for natural ventilation in buildings”, *Building and Environment*, vol. 29, págs. 495-500, 1994.

**Barra O. A., Carratelli E. Pugliese**, “A Theoretical Study of Laminar Free Convection in 1-D Solar Induced Flows”, *Solar Energy*, vol. 23, págs. 211-215, 1979.

**Bassiouny R., Korah N. S. A.**, “Effect of solar chimney inclination angle on space flow pattern and ventilation rate”, *Energy and Building*, vol. 41, págs. 190-196, 2008.

**Bassiouny Ramadan y Koura Nader S.A.**, “An Analytical and Numerical study of Solar Chimney use for room Natural Ventilation”, *Energy and Buildings*, vol. 40, págs. 865–873, 2008.

**Baxevanou C., Fidaros D.**, “Numerical Study of Solar Chimney Operation in a Two story Building”, *Procedia Environmental Sciences*, vol. 38, págs., 68-67, 2017.

**Bilgen E. and Chaaban M.** “Solar Heating--Ventilating System using a Solar Chimney”, *Solar Energy*, vol. 28, págs. 227-233, 1982.

**Bin L., Peng L., Xioyan M., Jianfei S., Zhaodan Y.**, ”Chimney effect of solar hybrid-double wall with different thickness PCM of Na<sub>2</sub>Co<sub>3</sub>-10H<sub>2</sub>O ”, *Energy Procedia*, vol, 75 págs. 521-526, 2015.

**Bouchair A., Fitzgerald D.**, “The Optimum Azimuth for a Solar Chimney in Hot Climates”, *Energy and Buildings*, vol. 12, págs. 135-140, 1988.

**Cervantes de Gortari J.**, “Fundamentos de transferencia de calor”, 1ra. Edición, Fondo de cultura económica, 1999.

**Chae Myeong-Seon, Chung Bum-Jin**, “Heat transfer effects of chimney height, diameter, and Prandtl number”, *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 66, págs. 196-202, 2015.

**Chantawong P.**, “Natural Ventilation Using Glazed Solar Chimney and Hot Water Collector Production”, *Energy Procedia*, vol.138, págs.26-31, 2017.

**Chung Leng Pau, Hamdan Ahmad Mohd, Remaz Ossen Dilshan y Hamid Malsiah**, “Effective solar Chimney Cross section Ventilation performance in Malaysia terraced house”, *Procedia - Social and Behavioral Sciences*, vol.179, págs. 276 – 289, 2015.

**Chungloo Sudaporn and Limmeechokchai Bundit.** “A Numerical Study of Natural Ventilation in Buildings - Utilized Solar Chimney and Cool Ceiling”, *The 2nd Joint International Conference on Sustainable Energy and Environment (SEE 2006)*, 21-23 November, Bangkok, Thailand, págs. 1-6, 2006.

**CONAVI**, “Código de edificación de vivienda”, 3ra. Edición, 2017.

**Dai Y. J., Sumathy K., Wang R. Z., Li Y. G.**, “Enhancement of natural ventilation in a solar house with a solar chimney and a solid adsorption cooling cavity”, *Solar Energy*, vol. 74, págs. 65-75, 2003.

**de la Torre S., Yousif C.**, “Evaluation of chimney stack effect in a new brewery using DesignBuilder-EnergyPlus software”, *Energy Procedia*, vol. 62, págs. 230-235, 2014.

**de Vahl Davis G.**, “Natural Convection of Air in Square Cavity: Bench Mark Numerical Solution”, *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, vol. 3, págs. 249-264, 1983.

**Dewitt D. P., Incropera F.P.**, “Fundamentals of Heat and Mass Transfer”, 4ta. Edición, Editorial Jhon Wiley, 1996.

**Dokkar Boubekour, Negrou Belkhir, Chenouffi Nasreddine, Settou Noureddine, Benmhidi Abdesslem**, “Passive cooling of telecom shelter using solar chimney with Earth-air heat exchanger”, *Recent Advances in Energy, Environment, Biology and Ecology*, págs. 134-138, 2014.

**Duan S., Jing Ch., Long E.**, “Transient flows in displacement ventilation enhanced by solar chimney and fan” *Energy and Building*, vol, 103 págs. 124-130, 2015.

## Referencias Bibliográficas

---

**Duffie A. y Beckman W.**, “Solar Engineering of Thermal Processes”, John Wiley & Sons Inc., 1991.

**Dutkowski K., Piatkowski P.**, ”Experimental investigation on the thermal efficiency of a prototype solar air collector”, Instal, vol, 3 págs. 17-23, 2015.

**Espinoza Henry, Patiño Luis, Tovar Filiberto, González Yordy**, “Simulación Térmica y Fluidodinámica de una chimenea solar como sistema pasivo de Ventilación”, SABER. Revista Multidisciplinaria del Consejo de investigación de la Universidad de Oriente Venezuela, vol. 18, págs.45-52, 2006.

**Ferziger J. H., Peric M.** “Computational Methods for Fluid Dynamics”, Springer, 1997.

**Gan G., Riffat S.**, “A numerical study of solar chimney for natural ventilation of buildings with heat recovery”, Applied Thermal Engineering, vol. 18, págs. 1171-1187, 1998.

**Gao Yang, Liu Jinxiang, Yuan Xiaolei, Kai Zhang, Yujia Yang, Yu Wang**, “Air-conditioning system with underfloor air distribution integrated solar chimney in data center”, Procedia Engineering, vol. 205, págs. 3420-3427, 2017.

**Ghalamchi M., Kasaeian A., Ghalamchi M., Mirzahosseini A. H.**, “An experimental study on the thermal performance of a solar chimney with different dimensional parameters”, Renewable Energy, vol. 91, págs. 477-483, 2016.

**Ghia U. Ghia K. N., Shin C. T.**, “High-Re Solutions for Incompressible Flow Using the Navier-Stokes Equations and a Multigrid Method”, Journal of Computational Physics, vol. 48, págs. 387-411, 1982.

**Haghighi A.P., Maerefat M.**, “Solar ventilation and heating of buildings in sunny winter days using solar chimney”, Sustainable Cities and Society, vol.10, págs. 72-79, 2014.

**Hamdy I.F., Fikry M. A.**, “Passive Solar Ventilation”, Renewable Energy, vol. 14, págs. 381-386, 1998.

**He Guoqing, Zhang Jianshun, Hong Shiyi**, “A new analytical model for airflow in solar chimneys based on the thermal boundary layers”, *Solar Energy*, vol. 136, págs. 614-621, 2016.

**Henkes R.A.W.M. y Hoogendoorn C.**, “Comparison exercise for computations of turbulent natural convection in enclosures”, *Numerical Heat Transfer B*, vol. 28, págs. 59–78, 1995.

**Hernández-López I.**, “Análisis de la Transferencia de Calor Conjugada en un Sistema Solar Pasivo de Muro Trombe para Calentamiento o Ventilación”, Tesis Doctoral, Cenidet, Cuernavaca, Morelos, 2016.

**Hirunlabh J., Kongduang W., Namprakai P., Khedari J.**, “Study of natural ventilation of houses by a metallic solar wall under tropical climate”, *Renewable Energy*, vol. 18, págs. 109-119, 1999.

**Hosein M. A., Selim S. M.**, “Effects of the Geometrical and Operational parameters and alternative outer cover Materials on the performance of Solar Chimney used for Natural Ventilation”, *Energy and Buildings*, vol. 138, págs. 355-367, 2017.

**Hosseini Seyede Sahar, Ramiar Abas, Ranjbar Ali Akbar**, “Numerical investigation of Rectangular fin Geometry effect on Solar Chimney”, vol. 155, págs. 296-307, 2017.

**Hweij Abou Walid, Al Touma Albert, Ghali Kamel**, “Evaporatively-cooled window driven by solar chimney to improve efficiency and thermal comfort in dry desert climate”, *Energy and Buildings*, vol. 139, págs. 755-761, 2017.

**Imran A. A., Jalil J. M., Ahmed T. S.**, “Induced flow for ventilation and cooling by a solar chimney”, *Renewable Energy*, vol.78, págs. 236-244, 2015.

**Jafari Azadeh, Poshtiri Haghghi Amin**, “Passive solar cooling of single-storey buildings by an adsorption chiller system combined with a solar chimney”, *Journal Cleaner Production*, vol. 14, págs. 662-682, 2017.

## Referencias Bibliográficas

---

**Jiménez Xamán C. M.**, “Aplicación del método de multimallas a problemas de transferencia de calor”, Tesis de maestría, CENIDET, Cuernavaca, Morelos, 2015.

**Jing H., Chen Z., Li A.**; “Experimental study of the prediction of the ventilation flow rate through solar chimney with large gap-to-height ratios”; *Building and Environment*; vol. 80; págs 150-159; 2015.

**Jones W. P., Launder B. E.**, “The Prediction of Laminarization with a Two-Equation Model of Turbulence”, *International Journal Heat and Mass Transfer*, vol. 15, págs. 301-314, 1972.

**Kaminski D. A., Prakash C.**, “Conjugate natural Convection in a square enclosure: effect of Conduction in one of the vertical Walls”, *Int. J. Heat and Mass Transfer*, vol. 29, págs. 1979-1988, 1986.

**Kazansky S., Dubovsky V., Ziskind G., Letan R.**, “Chimney-enhanced natural convection from a vertical plate: experiments and numerical simulations”, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 46, págs. 497-512, 2003.

**Khanal R., Lei Ch.**, “Solar Chimney - A passive strategy for natural ventilation”, *Energy and Buildings*, vol.43, págs. 1811-1819, 2011.

**Khanal R., Lei Ch.**, “Flow reversal effects on buoyancy induced air flow in a solar chimney”, *Solar Energy*, vol. 86, págs. 2783-2794, 2012.

**Khanal R., Lei Ch.**, “A numerical investigation of buoyancy induced turbulent air flow in a inclined passive wall solar chimney for natural ventilation”, *Energy and Buildings*, vol. 93, págs. 217-226, 2015.

**Kimouche Nedjmeddine, Mahri Zinlabidine, Abidi-Saad Aissa, Popa Catalin, Polidori Guillaume, Maalouf Chadi**, “Effect of inclination angle of the adiabatic wall in asymmetrically heated channel on natural convection: Application to double-skin façade design”, *Journal of Building Engineering*, vol. 12, págs. 171-177, 2017.

**Lauder B. E., Sarma B. I.**, “Application of the Energy-Dissipation Model of Turbulence to the Calculation of Flow near a Spinning Disc”, Letters in Heat and Mass Transfer, vol. 1, págs. 131-138, 1974.

**Li Y., Liu S.**; “Numerical study on thermal behaviors of a solar chimney incorporated with PCM”; Energy and Buildings; vol. 80; págs. 406-414; 2014.

**Li Y., Liu S., Shukla A.**, “Experimental analysis on use of thermal conductivity enhancers (TCEs) for solar chimney applications with energy storage layer”, Energy and Buildings, vol. 116, págs. 35-44, 2016.

**Li Yongcai, Liu Shuli, Lu Jun**, “Effects of various Parameters of a PCM on Thermal performance of Solar Chimney”, Applied Thermal Engineering, vol. 127, págs. 1119-1131, 2017.

**Liu S., Li Y.**; “Heating performance of a solar chimney combined PCM: a numerical case study”; Energy and Buildings, vol.99, págs. 117-130, 2015.

**Liu Z., Su Y.**, ”An unsteady model for natural ventilation with solar chimney”, Advanced Material Research, vol. 354-355 págs.286-289, 2012.

**Mc Adams W. H.**, “Heat Transmission”, 3rd. Edition, Editorial McGraw-Hill, 1954.

**Modest M.**, “Radiative Heat Transfer”, Academic Press, 2013.

**Mokheimer M.A. Esmail, Shakeel Raghieb Mohammad, Al-Sadah Jiha**, “A novel Design of Solar Chimney for Cooling Load Reduction and other Applications in Buildings”, Energy and Buildings, vol. 153, págs. 219-230, 2017.

**Monghasemi Nima, Vadiie Amir**, “A review of solar chimney integrated systems for space heating and cooling application”, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 81, págs. 2714-2730, 2018.

**Nielsen P.**, “Specification of a Two Dimensional Test Case”, Energy conservation in buildings and community system. Annex 20, Denmark, november, 1990.

## Referencias Bibliográficas

---

**Ong K. S.**, “A mathematical model of a solar chimney”, *Renewable Energy*, vol. 28, págs. 1047-1060, 2003.

**Ong K., Chow C.**, “Performance of solar chimney”, *Solar Energy*, Vol. 74, págs. 1-17, 2003.

**Park D., Battaglia F.**, “Solar chimney for passive ventilation of dwelling” *Journal of solar Energy Engineering*, vol., 137 págs. 061006-1, 061006-8, 2015.

**Patankar S. V.**, “Numerical Heat Transfer and Fluid Flow”, McGraw-Hill, 1980.

**Person M. F., Furtado G. J. L., Albuquerque C.**, “Investigation of natural convection in solar chimney wit trapezoidal section to improve confort inside shipping contains” 22nd International Congress of Engineering Mechanical, págs. 4812-4817, 2013.

**Quesada G., Rouse D., Dutil Y., Badaute M., Hallé S.**, “A comprehensive review of solar façade. Opaque solar facade”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, págs. 2820-2832, 2012.

**Rattanongphisat W., Imkong P., Khunkong S.**, “An Experimental Investigation on the Square Steel Solar Chimney for Building Ventilation Application”, *Energy Procedia*, vol. 138, págs. 1165-1170, 2017.

**Reynoso Jardon E. L.**, “Análisis térmico de un captador solar de aire ubicado en el techo de una habitación con fines de ventilación”, Tesis de maestría, CENIDET, Cuernavaca, Morelos, 2011.

**Saifi N., Settou N., Dokkar B., Negrou B.,Chennouf N.**, “Experimental study and simulation of air flow in solar chimneys”, *Energy Procedia*, vol.18, págs. 1289-1298, 2012.

**Sakonidou E. P., Karapantsios T. D., Balouktsis A. I., Chassapis D.**, “Modeling of the Optimum Tilt of a Solar Chimney for maximum Air Flow” *Solar Energy*, vol. 82, págs. 80–94, 2008.

**Saleem Ahmed Abdeen, Bady Mahmoud, Ookawara Shinichi, Abdel-Rahman Ali K.**

“Achieving standard natural Ventilation rate of Dwellings in a hot-arid climate using Solar Chimney”, *Energy and Buildings*, vol.133, págs. 360–370, 2016.

**Sanchez Miñana Jesus**, “El artillero Isidoro Cabanyes (1843 – 1915): Una Vida de Inventos”, *Quaderns D’Història de L’Enginyeria*, Volum XIV, págs. 83-154, 2014.

**Sanchez A., Smith F.**, “Surface radiation Exchange for Two-Dimensional Rectangular Enclosures Using the Discrete Ordinates Method”, *Journal of Heat Transfer*, vol. 114, págs. 465-472, 1992.

**Shi Long, Zhang Goumin, Yang Wei, Huang Dongmei, Cheng Xudong, Setunge Sujeeva**, “Determining the Influencing Factors on the Performance of solar Chimney in Buildings”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 88, págs. 233-238, 2018.

**Shi L., Zhang G.**, “An empirical model to predict the performance of typical solar chimneys considering both room and cavity configurations”, *Building and Environment*, vol.103, págs. 250-261, 2016.

**Suarez-Lopez Maria Jose, Blanco-Marigorta Ana Maria, Gutierrez-Trashorras Antonio Jose, Pistono-Favero Jorge, Blanco-Marigorta Eduardo**, “Numerical simulation and exergetic analysis of building ventilation solar chimneys”, *Energy Conversion and Management*, vol. 96, págs. 1-11, 2015.

**Sudprasert S., Chinsorranant Ch., Rattandecho P.**, “Numerical study of vertical solar chimneys with moist air in a hot and humid climate” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol., 102 págs. 645-656, 2016.

**Swinbank WC.** “Long-wave radiation from clear skies”, *Q. J. R. Meteor. Soc.* vol. 89, págs. 339–348, 1963.

**Tlatelpa A., Arce J., Xamán J.P., Jimenez M. J., Enriquez R., Heras M.R.**, “Theoretical study of a solar chimney with two air flow channels”, *ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition*, 9-15 November, Houston, Texas, págs 1-9, 2012.



## Referencias Bibliográficas

---

---

**Uriarte Flores Javier**, “Análisis Numérico del Comportamiento Térmico de Bloques de Construcción”, Tesis de Maestría, Cenidet, Cuernavaca, Morelos, 2017.

**Vargas López Rogelio**, “Estudio y Diseño de una Chimenea Solar para Ventilación Natural”, Tesis de Maestría, Cenidet, Cuernavaca, Morelos, 2017.

**Velusamy K., Sundararajan T., Seetharamu K. N.**, “Interaction Effects Between Surface Radiation and Turbulent Natural Convection in Square and Rectangular Enclosures”, Transactions of the ASME, vol. 123, págs. 1062-1070, 2001.

**Versteeg H. K. and Malalasekera W.**, “An Introduction to computational fluid dynamics the finite volume method”, 2ª Person Prentice Hall, 2007.

**Wilcox D. C.**, Turbulence modeling for CFD. DCW Industries, 2000.

**Xamán J., Gijón-Rivera M.**, “Dinámica de fluidos computacional para ingenieros”, Palibrio, 2016.

**Zamora B., Kaiser A.S.**, “Optimum Wall-to-wall spacing in solar chimney shaped channels in natural convection by numerical investigation”, Applied Thermal Engineering, vol. 29, págs 762-769, 2009.

**Zamora B., Kaiser A.S.**, “Numerical study on mixed buoyancy wind driving induced flow in a solar chimney for building ventilation”, Renewable Energy, vol. 35, págs 2080-2088, 2010.

**Zavala-Guillén I.**, “Estudio térmico de una chimenea de doble canal de uso diurno”, Tesis Doctoral, Cenidet, Cuernavaca, Morelos, 2016.

**Zha Xinyu, Zhang Jun, Qin Menghao**, “Experimental and Numerical Studies of Solar Chimney for Ventilation in Low Energy Buildings”, Procedia Engineering, vol. 205, págs. 1612-1619, 2017.

**Zhai X. Q., Song Z. P., Wang R. Z.**, “A review of the applications of solar chimneys in buildings”, Renewable Sustainable Energy Reviews, vol. 15, págs. 3757-3767, 2015.



# **Apéndice A**

## **Condición de frontera de presión**

A través de la técnica de volumen finito es posible de resolver fenómenos de transferencia de energía y de mecánica de fluidos, la convección es un fenómeno de la combinación de estas dos ramas de estudio de la mecánica. La solución a estos tipos de fenómenos requiere de condiciones específicas que contribuyen a la solución del problema, lo que se conoce como condición de frontera. Para el caso particular del fenómeno de convección natural en una cavidad ventilada, en esta sección se describe el desarrollo de la condición de frontera hidrodinámica.

### A.1 Transferencia de calor por convección

El problema de mecánica de fluidos pudiera incluir o no la transferencia de energía por calor, cuando la transferencia de calor se incluye se conoce como el mecanismo por Convección. El fenómeno de transporte de calor por convección existe ante la presencia de un sólido y un fluido, debido a una diferencia de temperatura entre ambos, sea del sólido al fluido o viceversa, eso dependerá de quien tiene mayor nivel energético. Sin embargo, el movimiento del fluido pudiera ser ocasionado de dos formas diferentes. La primera es provocada por una fuerza externa que ejerce una presión y por lo tanto un desplazamiento del fluido, que pudiera ser que el fluido no entre en contacto con ninguna superficie sólida, a lo que se reduce a un problema hidrodinámico, en donde solo existe la advección siendo este el fenómeno en donde debido al movimiento del fluido transporta alguna propiedad como masa, cantidad de movimiento o energía. De modo que debido a esa fuerza externa el fluido entre en contacto con una superficie sólida y debido a la diferencia de temperatura hay una transferencia de energía; si la temperatura de la superficie es mayor a la del fluido dicho transporte sucederá en dirección de la superficie hacia el fluido. En ese instante las partículas del fluido adyacentes a la superficie del sólido, incrementan su energía por el mecanismo de difusión y provoca una variación en la densidad del fluido que provoca que el fluido se mueva de manera natural y más la fuerza externa, provoca un movimiento en el fluido que pudiera ser de forma estable (laminar) o turbia y agitado (turbulento), de manera que en ese movimiento se observa la advección, a este fenómeno se le conoce como Convección Forzada.

La segunda forma en como sucede la transferencia de energía se conoce como Convección Natural debido a la fuerza motriz natural del fluido. En este proceso el fluido tiene que interactuar con una superficie sólida y que si hay una diferencia de temperatura de la superficie hacia el fluido (difusión), la densidad del fluido (aire) varia disminuyendo de tal forma que adquiere un movimiento ascendente que puede ser estable o turbio y aleatorio, ese movimiento es debido a la fuerza de flotación, en otras palabras es el desplazamiento del fluido debido a la fuerza de empuje provocado por la fuerza de gravedad, por lo que ocurre el transporte de alguna propiedad por el movimiento del fluido (advección). Los cambios de la densidad pueden ser provocados por la presión ejercida en el fluido a través

de un cambio de volumen, también por medio de la variación de la temperatura y puede darse por el cambio en la concentración de masa.

### A.2 Convección natural en una cavidad ventilada

Para problemas de convección natural en cavidades abiertas es difícil encontrar las condiciones adecuadas para representar el fenómeno. Ya que este tipo de problema se consideran no-lineal debido a la dependencia que tiene la variable de interés con respecto al tiempo o con sus propiedades. Por lo tanto, específicamente para una cavidad ventilada se requiere de condiciones de frontera hidrodinámicas.

Debido que al conocer la velocidad con la que el fluido entra al sistema se consideraría convección forzada y cuando no se conoce la velocidad a la entrada se puede determinar a través de la presión, entonces se puede resolver el problema de convección natural. La comunidad científica ha concluido que a través de la ecuación de Bernoulli es posible obtener una relación para la condición de frontera en la entrada y salida del sistema para la presión. También que la energía requerida que el aire emplea para tener movimiento depende de la energía cinética necesaria para tener ese desplazamiento, por lo que la presión dinámica en el aire circundante (es cero) se convierte en energía cinética ( $\frac{1}{2}\rho v^2$ ), donde  $v$  es la magnitud del vector velocidad y la energía de presión dinámica se considera a la entrada del sistema. A la salida sucede que la temperatura permanece constante y se supone que toda la energía cinética del aire se convierte en calor donde como resultado la presión dinámica a la salida es igual a la presión dinámica del aire circundante es decir igual a cero. Para obtener la relación de la presión y utilizarla como una condición de frontera se parte del desarrollo de la ecuación de Bernoulli.

### A.3 Ecuación de Bernoulli

La ecuación de Bernoulli indica la energía que lleva el fluido a lo largo de su recorrido, por lo tanto, relaciona ciertas características del fluido como son posición, altura, velocidad, masa y la fuerza necesaria para romper la inercia del fluido. Esta ecuación fue desarrollada bajo las siguientes consideraciones:

- Fluido estacionario

- Fluido incompresible
- No considera la fricción

De esta forma un fluido se encuentra en un canal como se observa en la Figura A.1 y en la parte izquierda se observa que una fuerza externa  $F_1$  empuja al fluido provocando un desplazamiento. El fluido que está en el punto 1 empuja al fluido en el canal provocando un movimiento en el fluido en el punto 2. De acuerdo a la tercera ley de Newton, dice que al ejercer una fuerza en una dirección existe otra de sentido contrario con igual magnitud,  $F_2$ . Se observa que tanto en el punto 1 y 2, antes de la aplicación de las fuerzas  $F_1$  el fluido concentrado en esa región tenía una posición inicial y que debido a la fuerza que actúa lograron tener una segunda posición debido al desplazamiento, es decir tienen una diferencia de posición  $\Delta s_1$  y  $\Delta s_2$  para los puntos 1 y 2, respectivamente.

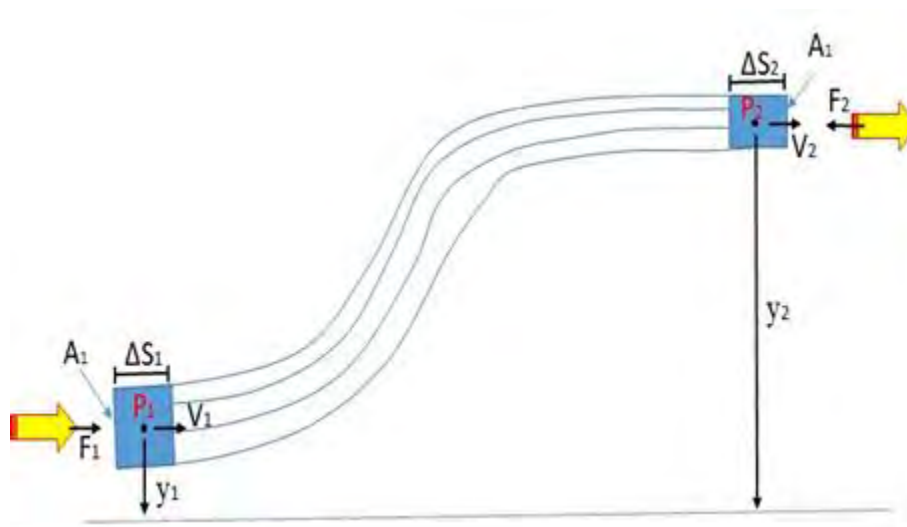


Figura A.1. Diagrama del movimiento del fluido en un canal.

Entonces, el efecto por la fuerza sobre el fluido está provocando un trabajo y de acuerdo a su definición: es el “producto de una fuerza aplicada sobre un cuerpo y del desplazamiento del cuerpo en la dirección de esta fuerza”. Entonces, en el primer punto el trabajo está dado por la fuerza es  $F_1$  y por el desplazamiento  $\Delta s_1$ , el signo de la fuerza se considera positivo debido a que va hacia la derecha, mientras que la  $F_2$  el lado izquierdo es negativo. De manera que el trabajo efectuado en el sistema se expresa como:

$$W = F_1 \Delta s_1 - F_2 \Delta s_2 \quad (1.1)$$

## Apéndice A

---

La fuerza es aplicada sobre un área en particular en cada punto se considera una presión y la presión es igual a la fuerza perpendicular sobre el área:

$$\begin{aligned} P &= F/A \\ F &= PA \end{aligned} \quad (1.2)$$

Finalmente, la diferencia de fuerzas que provocan un movimiento del fluido y por consecuencia un desplazamiento del fluido entre el punto 1 y el punto 2, se expresa en términos de presión como:

$$W = P_1 A_1 \Delta s_1 - P_2 A_2 \Delta s_2 \quad (1.3)$$

Si se considera que el producto del  $A\Delta s$  es igual a un volumen ( $\forall$ ), entonces se puede interpretar que el trabajo efectuado es una diferencia del producto de la presión por el volumen del fluido en el punto 1 y el punto 2.

$$W = P_1 \forall_1 - P_2 \forall_2 \quad (1.4)$$

De esta forma al no incrementar la cantidad del fluido a la que inicialmente se encuentra en el sistema, por lo tanto, la cantidad de masa que se desplaza en el punto 1 es igual a la masa que se desplaza en el punto 2.

$$m_1 = m_2$$

sustituyendo la masa por densidad y volumen se obtiene:

$$\rho_1 d\forall_1 = \rho_2 d\forall_2 \quad (1.5)$$

Al ser el mismo fluido en cualquier región del sistema la densidad se considera constante por lo tanto puede despejarse, la expresión resultante indica que el volumen en el punto 1 es igual al volumen del punto 2, que de forma general se expresa como:

$$d\forall = d\forall_1 = d\forall_2 \quad (1.6)$$

Así la ecuación (1.4) puede considerar el volumen como término común y se factoriza, por lo tanto, la ecuación se describe como:

$$W = (P_1 - P_2) d\forall \quad (1.7)$$

La energía con la cual se produjo el trabajo que se expresa en la ecuación (1.7) es debido al movimiento de esa porción de fluido que fue desplazado por una fuerza externa, si por este efecto el fluido adquirió una inercia y el fluido está en movimiento y también varió su posición, entonces ese trabajo es debido a la energía cinética y potencial del fluido respectivamente, por lo que se entiende que existe un cambio de energía en el sistema, así la energía mecánica  $E_m$  es:

$$\begin{aligned} E_m &= E_{cinética} + E_{potencial} \\ \Delta E_m &= E_{m2} - E_{m1} \end{aligned} \quad (1.8)$$

Por lo tanto, si el fluido está en movimiento y las partículas tienen entonces energía cinética y potencial, entonces hay un cambio en la energía mecánica. La energía cinética es definida como la energía que tiene relación con el movimiento de una partícula u objeto, mientras que la energía potencial es producida debido con la posición de los objetos de este modo la primera relaciona la velocidad y la masa de la partícula y la segunda relaciona la masa de la partícula, la aceleración gravitacional y la altura, respectivamente.

$$\begin{aligned} E_{cinética} &= \frac{1}{2} mV^2 \\ E_{potencial} &= mgy \end{aligned} \quad (1.9)$$

El cambio de energía mecánica entre el punto 1 y el punto 2 se expresa de la siguiente manera.

$$\Delta E_m = (E_{cinética} + E_{potencial})_2 - (E_{cinética} + E_{potencial})_1 \quad (1.10)$$

Sustituyendo la ecuación (1.9) en la ecuación (1.10) se obtiene la diferencia de energía mecánica entre el punto 1 y el punto 2.

$$\begin{aligned} \Delta E_m &= \left( \frac{1}{2} mV^2 + mgy \right)_2 - \left( \frac{1}{2} mV^2 + mgy \right)_1 \\ \Delta E_m &= \frac{1}{2} m_2 V_2^2 + m_2 g y_2 - \frac{1}{2} m_1 V_1^2 + m_1 g y_1 \end{aligned} \quad (1.11)$$



## Apéndice A

---

Bajo el criterio de conservación el fluido dentro del sistema es el mismo y por lo tanto la cantidad de masa desplazada en el punto 1 y en el punto 2 es la misma, es posible sustituir la masa por el producto de la densidad del fluido y el volumen, es así como la ecuación (1.11) se puede describir como:

$$\Delta E_m = \frac{1}{2} \rho \nabla_2 V_2^2 + \rho \nabla_2 g y_2 - \frac{1}{2} \rho \nabla_1 V_1^2 - \rho \nabla_1 g y_1 \quad (1.12)$$

Por lo tanto, se establece que el cambio de la energía mecánica es igual a la suma de todos los trabajos, por lo que la ecuación (1.12) se iguala a la ecuación (1.7) la expresión se escribe como:

$$\left( \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 + \rho_2 g y_2 - \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 - \rho_1 g y_1 \right) d\nabla = (P_1 - P_2) d\nabla \quad (1.13)$$

Al ser el mismo volumen en el punto 1 y en el punto se puede despreciar el término ( $d\nabla$ ) y el término que resulta es la ecuación de Bernoulli por unidad de volumen y se expresa finalmente de la siguiente forma:

$$P_2 + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 + \rho_2 g y_2 = P_1 + \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 + \rho_1 g y_1 \quad (1.14)$$

donde:

$P_2, P_1$  = presión

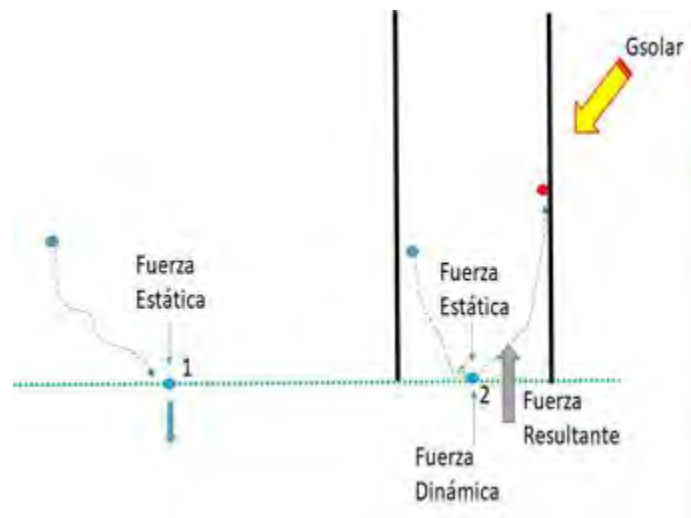
$\frac{1}{2} \rho_2 V_2^2, \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2$  = Energía cinética

$\rho_2 g y_2, \rho_1 g y_1$  = Energía potencial

Ya que se ha explicado el desarrollo de la ecuación de Bernoulli, se puede obtener la expresión para la condición de frontera de la presión. Ya que este tipo de condiciones se usa para problemas de ventilación natural, y en general el movimiento de fluido por flotación.

### A.4 Condición de frontera de presión

A continuación, se presenta el desarrollo y las consideraciones que permiten obtener la expresión matemática para la presión. Si se considera un punto sobre la horizontal como se observa en la Figura A.2, en el cual se encuentra una partícula de fluido al medio ambiente exterior que por acción de la gravedad y la masa de la partícula se encuentra sin movimiento, donde la única manera que esa partícula se mueva es que otra partícula de diferente masa la desplace y ocupe su posición, por lo que sobre dicha partícula sin movimiento, actúa una fuerza estática. Mientras que en el sistema del canal vertical la partícula que se encuentra en el punto 2 sobre la horizontal esta sin movimiento es debido a que está bajo el equilibrio de fuerzas que accionan sobre ella, lo que da lugar a una fuerza resultante conocida como fuerza de estancamiento. Pero dentro del sistema, si la partícula del fluido solo se mueve por el efecto de la energía solar que incide en la superficie derecha al variar su densidad, solo podría moverse por el desequilibrio de esas fuerzas que actúan sobre la partícula, de este modo al no haber transferencia de energía se puede determinar que a través de la ecuación de Bernoulli se puede obtener la fuerza que permita que el fluido obtenga un movimiento ascendente.



**Figura A.2.** Esquema de presión en un canal vertical.

Si se considera que las fuerzas en la Figura A.2 están aplicando sobre un área, es considerada como una Presión por lo tanto la fuerza resultante, es definida como la presión de resultante se expresa de la siguiente forma:

$$P_{\text{resultante}} = P_{\text{estática}} + P_{\text{dinámica}} \quad (1.15)$$

## Apéndice A

---

De donde se puede despejar la presión dinámica la cual es la que se requiere conocer y es la presión que provocara el movimiento de la partícula del fluido.

$$P_{\text{dinámica}} = P_{\text{resultante}} - P_{\text{estática}}$$

Entonces, la ecuación de Bernoulli se aplica en el punto 1 y en el punto 2, en donde se tiene la presión estática y la resultante, respectivamente.

$$P_{\text{estática}} + \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 + \rho_1 g y_1 = P_{\text{resultante}} + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 + \rho_2 g y_2$$

La ecuación se iguala a cero y se obtiene la siguiente expresión:

$$\left[ P_{\text{resultante}} + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 + \rho_2 g y_2 \right] - \left[ P_{\text{estática}} + \frac{1}{2} \rho_1 V_1^2 + \rho_1 g y_1 \right] = 0 \quad (1.16)$$

El término por efecto de la energía potencial entre el punto 1 y el 2 se hace cero debido a que ambos términos de la ecuación se encuentran a la misma altura ( $y=0$ ). También el término que pertenece a la energía cinética al tratarse de un fluido sin movimiento se encuentra estático por lo tanto el valor de la velocidad no existe.

$$\left[ P_{\text{resultante}} - P_{\text{estática}} \right] + \frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 = 0 \quad (1.17)$$

De esta forma, la ecuación (1.17) despejando el término de la energía cinética se obtiene:

$$\left[ P_{\text{resultante}} - P_{\text{estática}} \right] = -\frac{1}{2} \rho_2 V_2^2 \quad (1.18)$$

Recordando que “ $P_{\text{dinámica}} = P_{\text{resultante}} - P_{\text{estática}}$ ” la ecuación (1.18) se puede reescribir como:

$$P_{\text{dinámica}} = -\frac{1}{2} \rho V^2 \quad (1.19)$$

Entonces la presión necesaria para que el fluido pueda desplazarse de manera ascendente es debido a la ecuación (1.19).



# **Apéndice B**

## **Patrón de flujo de la cavidad ventilada (Configuración CA)**

En esta sección se presentan los resultados numéricos de la transferencia de calor conjugada de una cavidad ventilada. Para la configuración CA, se modelaron las horas en las que la irradiación solar está presente durante el día más frío y el día más cálido del año. Para el día más frío se emplea la palabra “Cold” y para el día más cálido se hace lo propio con la palabra “Warm”. De acuerdo a esta convención se entiende que la simbología del día más frío para la configuración es CA-Cold mientras que para el día más cálido será CA-Warm.

### B.1 Patrones de Flujo

En esta sección se describen los patrones de flujo para la cavidad ventilada (CA) evaluada con los datos climáticos de la ciudad de Mérida, Yucatán. Debido a la transferencia de calor conjugada a través de la habitación, el comportamiento del aire al interior de la cavidad está ligado a las condiciones térmicas de la habitación. En la Figura B.1 y B.2 se presentan las isotermas al interior de la cavidad para el día más cálido y más frío en el intervalo de 7:00 a 17:00 h. El elemento que contribuye a la transferencia de energía al interior de la cavidad es el muro opaco que se encuentra del lado derecho de la habitación. Por conducción de calor a través del muro y posteriormente por convección se transfiere la energía al interior de la habitación, de esta manera las temperaturas al interior de la cavidad aumentan conforme las horas del día pasan con su respectivo incremento en la radiación solar. El fluido al interior debido al incremento de su energía interna varía su densidad, y este aumento de energía hace que la densidad del aire disminuya ocasionándose por acción de las fuerzas de flotación un movimiento ascendente del fluido. Al tratarse de una cavidad ventilada con abertura en la parte superior derecha cerca del muro opaco, el fluido tendera hacia esta dirección de salida.

En la Figura B.1 se presentan las isotermas en diferentes horarios del día del cálido. A las 7:00 h debido a que la radiación solar tiene un valor bajo, las variaciones de temperatura al interior de la habitación son pequeñas ( $0.2^{\circ}\text{C}$ ). En las horas subsecuentes a las 8:00 y 9:00 h se observa que la temperatura se mantiene a  $30^{\circ}\text{C}$ . A partir de las 10:00 hasta las 16:00 h, la habitación tiene un campo de temperaturas con diferencias máximas de  $2.5^{\circ}\text{C}$  en el interior; y debido a que la radiación solar aumento se obtiene un valor de temperatura en el muro de  $\approx 40^{\circ}\text{C}$  a partir de las 9:00 h y alcanza un valor máximo de  $\approx 62^{\circ}\text{C}$  a las 13:00 h. Posteriormente conforme la radiación disminuye, de igual manera sucede con la temperatura del muro y a las 17:00 h, la temperatura del muro ha bajado a  $\approx 38^{\circ}\text{C}$ . Durante las horas de radiación al interior de la habitación se observó que la temperatura más alta se concentra en la parte superior de la cavidad mientras que la temperatura menor en la zona inferior. Al interior de la habitación (región central) se obtuvieron valores de temperatura máximas de  $\approx 40^{\circ}\text{C}$ . En la Figura B.2 se presentan las isotermas obtenidas de la modelación del día más frío. Se observa un comportamiento similar al compararse con el patrón del día

## Apéndice B

---

más cálido, pero con la diferencia que la temperatura al interior de la cavidad, en horas de 7:00 y 8:00 h, no excede los 20°C. Y en las subsecuentes horas, como se incrementa la radiación solar también lo hacen los valores de temperatura del aire interior, en la figura se aprecia que se alcanzan valores máximos en la parte central de la habitación de  $\approx 26^\circ\text{C}$ .

En las Figuras B.3 y B.4 se presentan las líneas de corrientes para el día cálido y frío, las cuales indican la trayectoria que recorre el fluido desde la apertura de entrada hasta la salida de la habitación. Los patrones para ambos días son similares a los descritos en el capítulo de resultados, el fluido al entrar a la habitación se desplaza por la parte baja de cavidad, posteriormente asciende formando una especie de “C” con dirección hacia la apertura de salida, dependiendo del horario con valores de radiación solar el patrón se intensifica y genera dos grandes vortices dividiendo la cavidad.

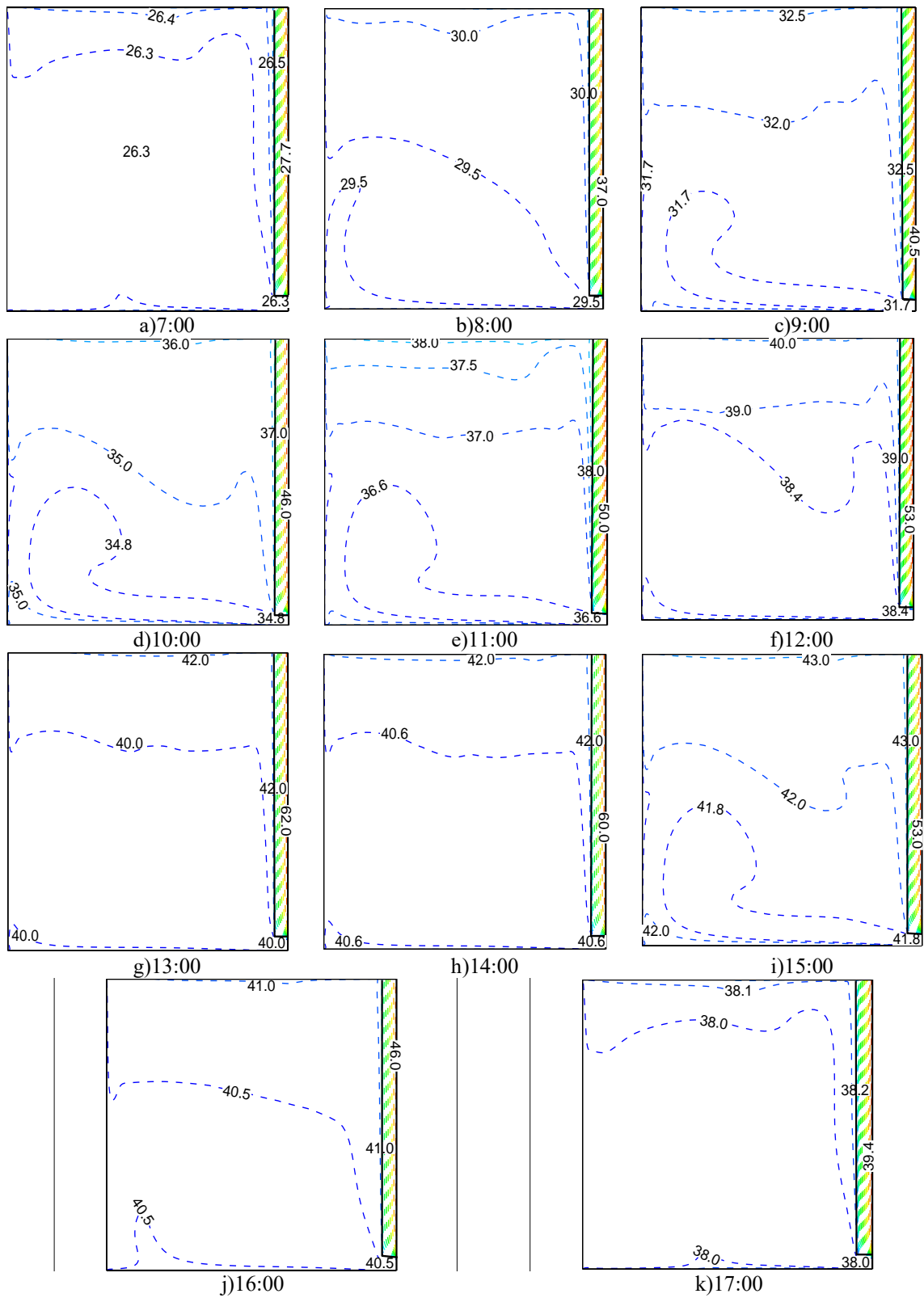


Figura B.1. Isothermas para Mérida, Yucatán para el día más cálido, CA-Warm.



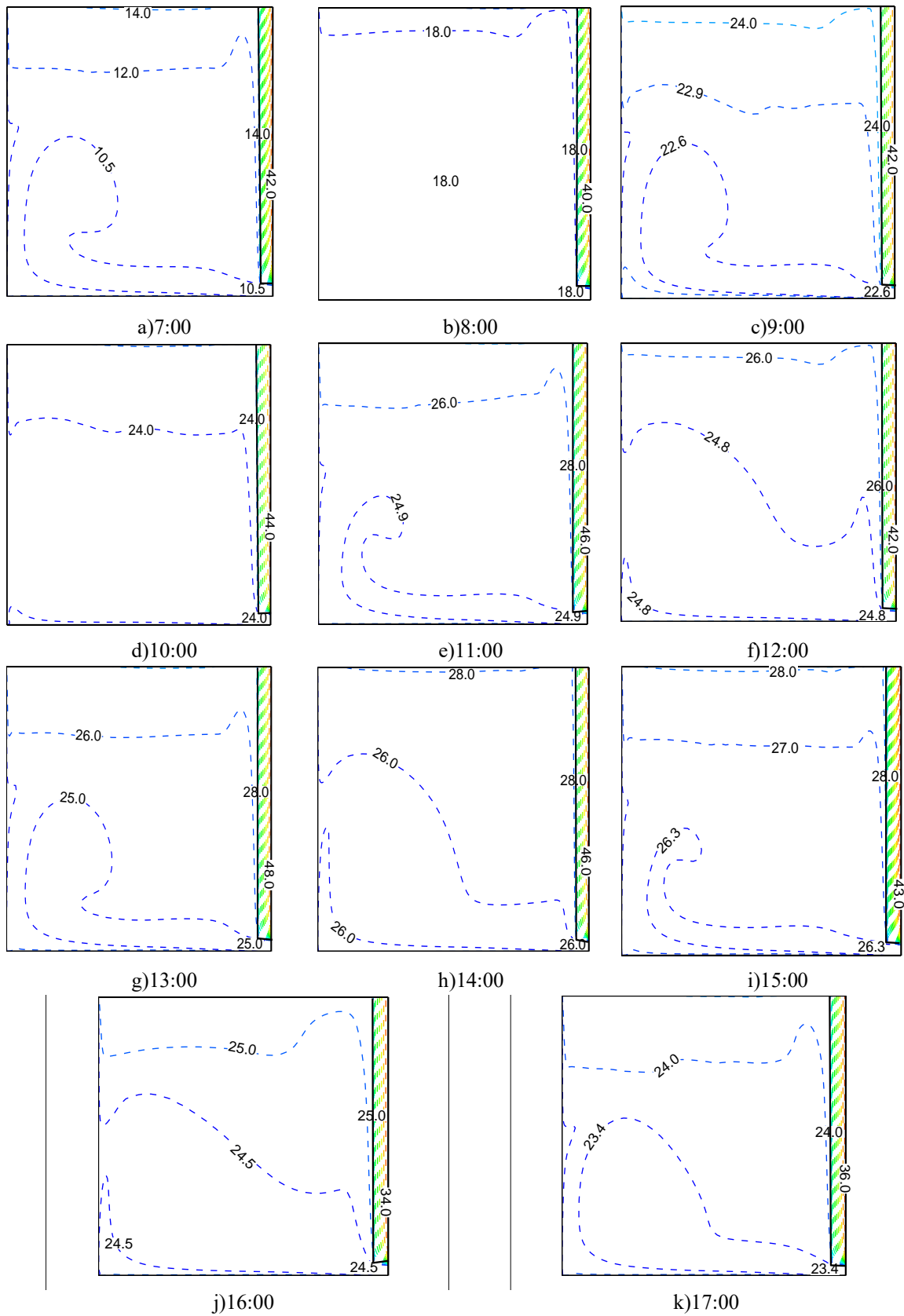
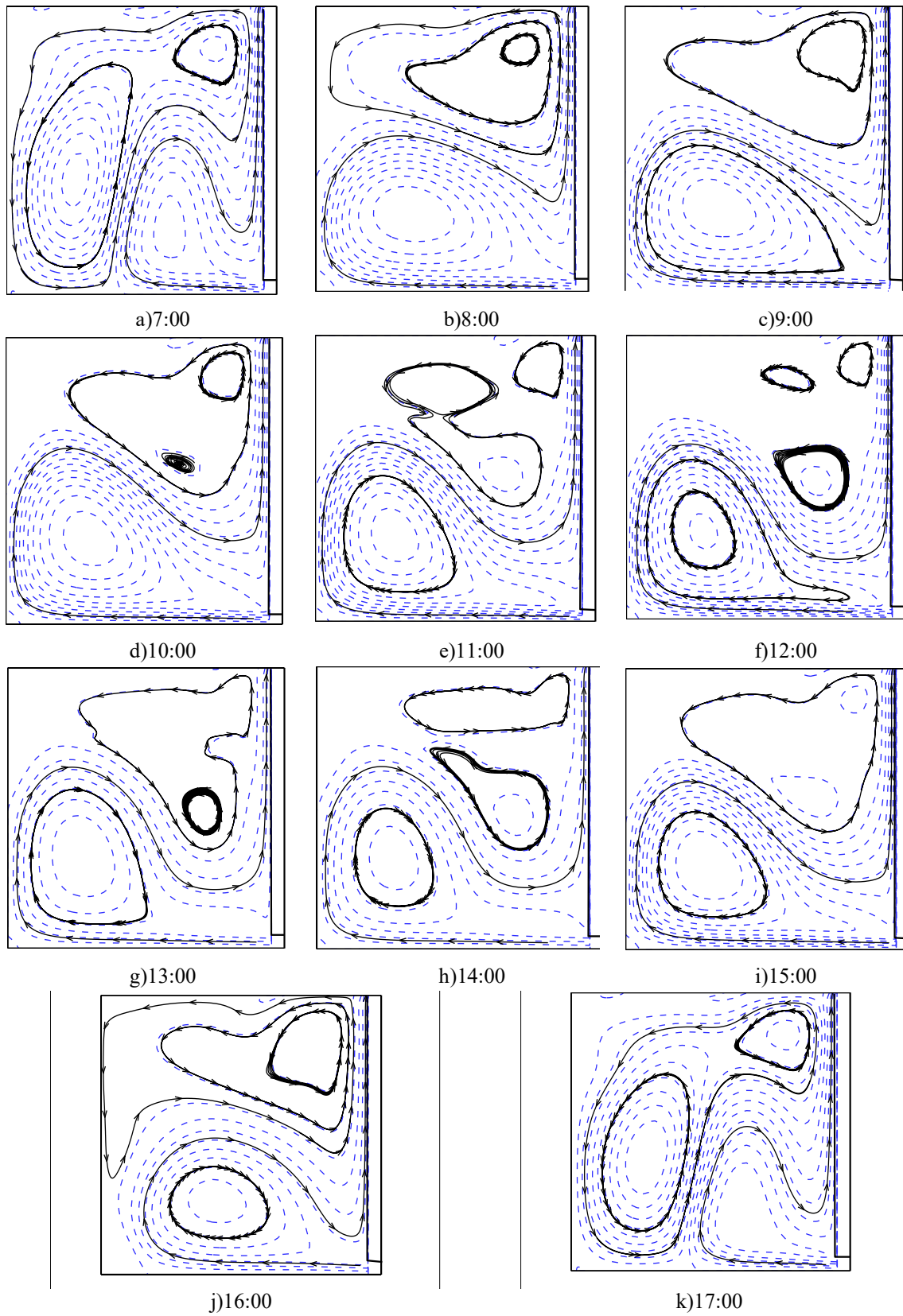


Figura B.2. Isothermas para Mérida, Yucatán para el día más frío, CA-Cold.



**Figura B.3.** Líneas de corriente para Mérida, Yucatán para el día más cálido, CA-Warm.

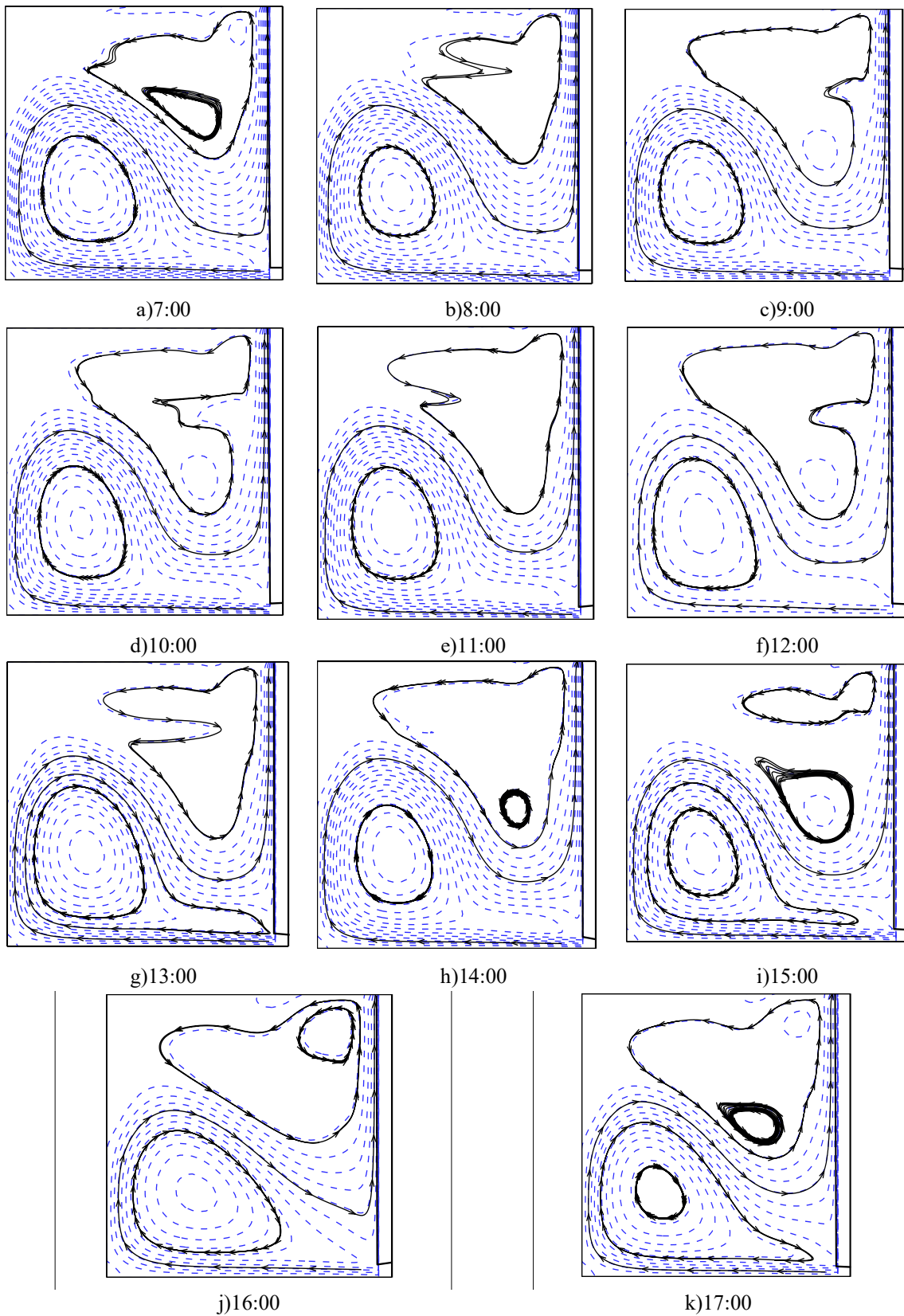


Figura B.4. Líneas de corriente para Mérida, Yucatán para el día más frío, CA-Cold.



# Apéndice C

## Productos y beneficios obtenidos

En esta sección se presentan los productos y beneficios obtenidos a través del trabajo de tesis.

Artículo publicado en la revista Energy and Buildings con el título: Solar Chimneys with a phase change material for buildings: An overview using CFD and global energy balance.

Estancia Doctoral en la Universidade Federal do Rio Grande do Sul, en el instituto de matemáticas y estadística.

Curso en la Universidade Federal do Rio Grande do Sul: Dinámica de Fluidos Computacional.

Curso-Taller Método de volumen finito para modelado de flujo de fluidos.

Curso modelación numérica de materiales de cambio de fase (PCM) para aplicaciones en edificaciones.

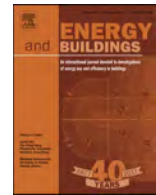
Curso de Radiación con medio participante con DOM.

Curso de Radiación con medio participante para aplicaciones en edificaciones.

Curso de Simulación numérica de materiales de cambio de fase para aplicaciones en edificaciones.

Curso de Redacción de artículos científicos.





# Solar chimneys with a phase change material for buildings: An overview using CFD and global energy balance

C. Jiménez-Xamán<sup>a</sup>, J. Xamán<sup>a,\*</sup>, Nelson O. Moraga<sup>b</sup>, I. Hernández-Pérez<sup>c</sup>,  
I. Zavala-Guillén<sup>d</sup>, J. Arce<sup>a</sup>, M.J. Jiménez<sup>e</sup>

<sup>a</sup> Tecnológico Nacional de México/CENIDET, Prol. Av. Palmira S/N. Col. Palmira. Cuernavaca, Morelos CP 62490, México

<sup>b</sup> Universidad de La Serena, Departamento de Ingeniería Mecánica, Benavente 980, La Serena, Chile

<sup>c</sup> Universidad Juárez Autónoma de Tabasco, UJAT. División Académica de Ingeniería y Arquitectura, Carretera Cunduacán-Jalpa de Méndez km. 1, Cunduacán, Tabasco, CP 86690, México

<sup>d</sup> Centro de Investigación Científica y de Educación Superior de Ensenada, CICESE, Carretera Ensenada-Tijuana No. 3918, Zona Playitas. Ensenada, Baja California, CP 22860, México

<sup>e</sup> Energy Efficiency in Buildings R&D Unit, CIEMAT, Avenida Complutense No. 40, Madrid E-28040, Spain

## ARTICLE INFO

### Article history:

Received 12 July 2018

Revised 12 January 2019

Accepted 15 January 2019

Available online 22 January 2019

### Keywords:

Solar chimney

Phase change material

Global energy balance

## ABSTRACT

The solar chimney is one concept explored by building engineers and designers for reducing heat gain and inducing natural cooling in both commercial and residential buildings. In this sense, scientists around the world have developed significant research on solar chimneys since the 1990s. This review presents the studies related to the numerical thermal modeling of both, conventional solar chimneys and solar chimneys with phase change materials (PCM). The article focuses on two research areas: Computational Fluid Dynamics (CFD) and Global Energy Balance (GEB). Based on the literature, the CFD approach has become a powerful tool to investigate several aspects concerning the heat transfer mechanisms in a solar chimney. Additionally, the analysis of the literature showed that few calculation tools based on CFD transient state models of solar chimneys are available because the computational time required to solve these models could be excessive and impractical. Therefore, the use of high-performance computing (HPC) will be necessary to continue using CFD. On the contrary, the GEB models predict the transient behavior of these systems in short times, and one can integrate them in Building Energy Simulation programs. However, the literature about the solar chimney modeling using GEB shows that the transient mathematical model with PCM (six research papers) has been less used than the steady-state model. In general, results of a solar chimney using a PCM show that the temperature variation of PCM and air in the chimney were available for the natural ventilation in evening and night periods. Finally, this review paper is a reference for future research into the field of solar chimneys with a PCM and its applications.

© 2019 Elsevier B.V. All rights reserved.

## Contents

1. Introduction	385
2. Researches using Computational Fluid Dynamics (CFD)	386
3. Researches using Global Energy Balance (GEB)	388
3.1. GEB: Steady-state model	389
3.2. GEB: transient state model	390
4. Methods for phase change problems	397
4.1. Effective heat capacity method	398
4.2. Enthalpy method	399

\* Corresponding author.

E-mail addresses: [jirheshadai@hotmail.com](mailto:jirheshadai@hotmail.com) (C. Jiménez-Xamán), [jxaman@cenidet.edu.mx](mailto:jxaman@cenidet.edu.mx) (J. Xamán), [nmoraga@userena.cl](mailto:nmoraga@userena.cl) (N.O. Moraga), [ivan.hernandezp@ujat.mx](mailto:ivan.hernandezp@ujat.mx) (I. Hernández-Pérez), [ivett@cicese.edu.mx](mailto:ivett@cicese.edu.mx) (I. Zavala-Guillén), [jesuso@cenidet.edu.mx](mailto:jesuso@cenidet.edu.mx) (J. Arce), [mjose.jimenez@psa.es](mailto:mjose.jimenez@psa.es) (M.J. Jiménez).

<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.01.014>

0378-7788/© 2019 Elsevier B.V. All rights reserved.



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
INSTITUTO DE MATEMÁTICA E ESTATÍSTICA

Av. Bento Gonçalves 9500 - Agronomia - 91509-900 Porto Alegre - RS - BRASIL  
Tel (051)3308-8189/3316-6225 FAX: (051)3308-7301  
e-mail: [matematica@mat.ufrgs.br](mailto:matematica@mat.ufrgs.br) Internet: [www.mat.ufrgs.br](http://www.mat.ufrgs.br)



## CARTA CONVITE A ALUNO DE DOUTORADO VISITANTE

Porto Alegre - RS, Brasil, 02 de Outubro de 2015

Dr. Jesús Perfecto Xamán Villaseñor  
Depart.of Mech. Engineering  
National Research Centre and Technological Development  
(CENIDET-SEP)  
Cuernavaca, Morelos  
México

Prezado Professor Jesus Xamán

Referente a oportunidade de colaboração que envolve um de seus alunos de doutorado no National Research Centre and Technology Development (CENIDET), Sr. Carlos Miguel Jiménez Xamán, informa-se que o Prof. Alvaro Luiz De Bortoli tem a satisfação em acolher o Sr. Jimenez Xamán em seu grupo de pesquisa na Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS) para trabalhar em atividades de pesquisa relacionadas com o estudo sobre "Modelagem numérica de chaminé solar em duas dimensões usando coordenadas generalizadas", utilizando o Método dos Volumes Finitos, como descrito no documento anexo.

Sendo esta uma atividade relacionada a seu projeto de doutorado intitulada: Estudo térmico de uma habitação acoplada com uma chaminé solar, o Sr. Jiménez Xamán planeja ficar na Universidade Federal do Rio Grande do Sul de 01/Julho de 2016 a 31/Janeiro de 2017. Um anexo a esta carta fornece o cronograma de atividades planejadas para a visita.

Entende-se que não serão necessários recursos financeiros da UFRGS para apoiar o Sr. Jiménez Xamán durante a sua estadia.

O Prof. De Bortoli está ansioso para colaborar neste projeto e para supervisionar o seu aluno.

Atenciosamente,

Prof. Dr. Suzi Camey  
Diretora

Instituto de Matemática e Estatística  
Universidade Federal do Rio Grande do Sul  
(UFRGS), Porto Alegre - RS, Brasil.

Prof. Dr. Alvaro Luiz De Bortoli  
Orientador

Departamento de Matemática Pura e Aplicada  
Instituto de Matemática e Estatística  
UFRGS, Porto Alegre - RS, Brasil.

Prof. Alvaro Luiz de Bortoli  
DMPA - UFRGS





## DECLARAÇÃO

O Programa de Pós-Graduação em **Matemática Aplicada** da **Universidade Federal do Rio Grande do Sul** tem a satisfação de comunicar a aprovação da solicitação de **CARLOS MIGUEL JIMÉNEZ XÁMAN**, doutorando no Centro Nacional de Investigación y Desarrollo Tecnológico (México), para realizar um Estágio Doutoral em nosso Programa, sob a supervisão do Prof. Dr. Álvaro Luiz de Bortoli. O período previsto para a realização desse estágio é do início julho de 2016 ao final de janeiro de 2017.

Outrossim, ressaltamos que, no período em questão, o interessado receberá auxílio financeiro de sua instituição de origem, conforme documentação complementar constante em sua candidatura.

Porto Alegre, 15 de setembro de 2015.

Prof. Carlos Hoppen  
Coordenador PPGMap  
Instituto de Matemática - UFRGS



Porto Alegre, 26 January 2017

**Letter of reference for Carlos Miguel Jiménez Xamán**

Mr. Carlos Miguel Jiménez Xamán did a study under my supervision at the UFRGS-IME/DMPA from August 2016 to January 2017. His research has covered “The numerical modeling of a solar chimney using two-dimensional generalized coordinates” by the Finite Volume method. Mr. Jiménez Xamán gained experience in solution techniques to solve problems of heat transfer and fluid flow in generalized coordinates.

Mr. Jiménez Xamán is a bright individual. He has a pleasant personality, and he works well with the members of the Institute alike. He has good potential for future contributions in his area of research because of his good technical knowledge, inquiring mind and ability to consider new approaches to problem-solving.

Prof. Álvaro L. de Bortoli, Dr. Eng.

Leader of the Group in Modeling and Simulation of Reactive Fluid Dynamics  
UFRGS-IME/DMPA, Bento Gonçalves, 9500, 91509-900, Porto Alegre-RS, Brazil.



**UFRGS**

UNIVERSIDADE FEDERAL  
DO RIO GRANDE DO SUL

Instituto de Matemática e Estatística  
Programa de Pós-Graduação em Matemática Aplicada



## ATESTADO

ATESTO, para os devidos fins, que Carlos Miguel Jiménez Xamán cursou e foi aprovado, neste Programa, como Aluno Especial, as seguintes Atividades de Ensino:

Período	Atividade de Ensino	Con- ceito	Cré- ditos	Carga Horária
Letivo 2016/2	DINÂMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	A	4	60

Porto Alegre, 23 de janeiro de 2017

  
**Rhuany Faturi**  
Secretária-PPGMAP  
Inst. de Matemática e Estatística-UFRGS



**UFRGS**  
UNIVERSIDADE FEDERAL  
DO RIO GRANDE DO SUL

Instituto de Matemática e Estatística

Programa de Pós-Graduação em Matemática Aplicada

### Histórico de Aluno Especial

Nome: **Carlos Miguel Jiménez Xamán**

Cartão: 284463

Identidade: G18685915

CPF:

Data de Nascimento: 29/09/1985

Período	Código	Atividade de Ensino/Professor	Créditos	Carga Horária	Con- ceito	Frequên- cia (%)	Situação	Instituição
2016/02	MAP03403	DINÂMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	4	60	A	100.00	Aprovado	UFRGS
Professores: ALVARO LUIZ DE BORTOLI Titulação: Doutorado			Total de Créditos: 4					

**Rhuany Faturi**  
Secretária-PPGMAP  
Inst. de Matemática e Estatística-UFRGS

Secretária

**Coordenador**  
PPGMAP  
Instituto de Matemática e Estatística

Coordenador



Otorga el presente

# RECONOCIMIENTO

al

**M.C. Carlos Miguel Jiménez Xamán**

Como participante del Curso-Taller:

## “MÉTODO DE VOLUMEN FINITO PARA MODELADO DE FLUJO DE FLUIDOS”

El cual se impartió del 26 de enero al 01 de junio de 2017, con una duración de 48 horas.

Cuernavaca, Morelos a 13 de Junio de 2017.



DR. VÍCTOR HUGO OLIVARES PEREGRINO  
DIRECTOR DE CENIDET



S.E.P.

CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACION  
Y DESARROLLO TECNOLÓGICO



Otorga el presente

# RECONOCIMIENTO

al

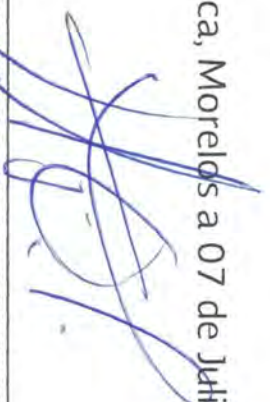
**M.C. Carlos Miguel Jiménez Xamán**

Por su PARTICIPACIÓN en el Curso:

## “MODELACIÓN NUMÉRICA DE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE (PCM) PARA APLICACIONES EN EDIFICACIONES”

El cual se impartió del 26 de junio al 07 de julio de 2017, con una duración de 48 horas.

Cuernavaca, Morelos a 07 de Julio de 2017.



DR. VÍCTOR HUGO OLIVARES PEREGRINO  
DIRECTOR DE CENIDET



S.E.P.

CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACION

Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

PREMIO ESTATAL

DE ENERGÍA

2015



140031

2015

2015

2015

2015

2015

2015



Otorga el presente

# RECONOCIMIENTO

al

**M.C. Carlos Miguel Jiménez Xamán**

Por su PARTICIPACIÓN en el Curso:

## “RADIACIÓN EN MEDIOS PARTICIPANTES CON DOM”

El cual se impartió del 26 de junio al 07 de julio de 2017, con una duración de 48 horas.

Cuernavaca, Morelos a 07 de Julio de 2017.



S.E.P.

CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACION  
Y DESARROLLO TECNOLÓGICO



DR. VÍCTOR HUGO OLIVARES PEREGRINO  
DIRECTOR DE CENIDET





OTORGA EL PRESENTE

# RECONOCIMIENTO AL

M.C. CARLOS MIGUEL JIMÉNEZ XAMÁN

POR SU ASISTENCIA AL CURSO:

## “RADIACIÓN CON MEDIO PARTICIPANTE PARA APLICACIONES EN EDIFICACIONES”

DEL DÍA 11 AL 20 DE DICIEMBRE DE 2017, CON UNA DURACIÓN DE 30 HORAS.

CUERNAVACA, MORELOS, A 20 DE DICIEMBRE DEL 2017.



S.E.P.

DR. VÍCTOR HUGO OLIVARES PEREGRINO  
DIRECTOR DE CENIDET





EL TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO  
OTORGA EL PRESENTE

# RECONOCIMIENTO

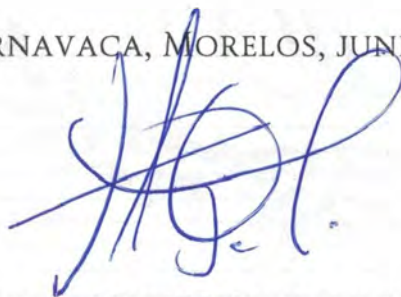
AL

**M.C. CARLOS MIGUEL JIMÉNEZ XAMÁN**

POR SU PARTICIPACIÓN EN EL CURSO-TALLER “SIMULACIÓN  
NUMÉRICA DE MATERIALES DE CAMBIO DE FASE PARA  
APLICACIONES EN EDIFICACIONES”, EN LAS INSTALACIONES DE ESTE  
CENTRO, LLEVADO A CABO DEL 25 AL 29 DE JUNIO DE 2018.

CON UNA DURACIÓN DE 30 HORAS.

CUERNAVACA, MORELOS, JUNIO DE 2018.



**DR. VÍCTOR HUGO OLIVARES PEREGRINO**  
DIRECTOR DEL GENIDET





**SEP**  
SECRETARÍA DE  
EDUCACIÓN PÚBLICA



TECNOLÓGICO  
NACIONAL DE MÉXICO

**EL TECNOLÓGICO NACIONAL DE MÉXICO  
A TRAVÉS DEL CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACIÓN  
Y DESARROLLO TECNOLÓGICO**

OTORGAN LA PRESENTE

**CONSTANCIA**

Al

**M.C. CARLOS MIGUEL JIMÉNEZ XAMÁN**

POR HABER ASISTIDO AL CURSO:  
**“REDACCIÓN DE ARTÍCULOS CIENTÍFICOS”**,  
DEL 08 AL 12 DE MARZO DE 2019,  
CON UNA DURACIÓN DE 12 HORAS.

CUERNAVACA, MOR., A 12 DE MARZO DE 2019.



S. E. P.

CENTRO NACIONAL DE INVESTIGACION  
Y DESARROLLO TECNOLÓGICO

**DR. VÍCTOR HUGO OLIVARES PEREGRINO**  
DIRECTOR



**TECNOLÓGICO  
NACIONAL DE MÉXICO**

---

***cenidet***<sup>®</sup>  
Centro Nacional de Investigación  
y Desarrollo Tecnológico